E. HUGOT

MANUAL DA ENGENHARIA AÇUCAREIRA

EDITORA MESTRE JOU

LIVRO 1

VOLUME 1/1

MANUAL
DA
ENGENHARIA AÇUCAREIRA

EMILE HUGOT
Engenheiro de Artes e Manufaturas
Diretor-Presidente geral das Usinas de Bourbon
Saint-Denis, Ilha da Reunião

MANUAL DA ENGENHARIA AÇUCAREIRA

Volume I

Tradução
IRMTRUD MIOCQUE

Supervisão técnica, adaptação e nota introdutória
HELIO MORGANTI
Químico Sacarotécnico
Presidente do XVI Congresso da ISSCT
Presidente da TEGRI Técnica Agro-Industrial Ltda.
Presidente da STAB, Sociedade dos Técnicos Açucareiros do Brasil

EDITORA MESTRE JOU
SÃO PAULO

Primeira edição em francês 1950
Última edição em francês 1970
Primeira edição em inglês 1960
Primeira edição em espanhol 1963
Primeira edição em português (revista e atualizada) 1977

Título do original francês:
LA SUCRERIE DE CANNES
DUNOD, Paris

Revisão
JORGE MANUEL DE OLIVEIRA

Montagem
IRANI SCHRAMM e ROSA VERBIEJUS

664.1
H88m
v.1

© Dunod, 1969
Direitos reservados para os países de língua portuguesa
pela

EDITORA MESTRE JOU
Rua Guaipá, 518 — Vila Leopoldina
SÃO PAULO

BIBLIOTECA
Gen. A. Tavares Carmo
SERTÃO
N.o 6377 DATA 21-4-81
5714

PREFÁCIO À EDIÇÃO EM PORTUGUÊS

Após as edições em francês, a edição em inglês e aquela em espanhol, eis a edição em português.

Confiamos esta edição a Helio Morganti, nome sobejamente conhecido entre os tecnologistas de açúcar do Brasil, que deu sua valiosa colaboração em adaptá-la às expressões lingüísticas peculiares à indústria açucareira de seu país.

Colaboraram com ele Irmtrud e Jacques Y. J. Miocque, que se dedicaram com amor e carinho à tradução da minha obra e à preparação desta edição.

Agradeço profundamente a todos eles o trabalho que tiveram com isso.

Esta edição recebeu inúmeras correções de detalhes, que a tornam mais atualizada.

Estou convencido de que ela terá o mesmo sucesso das cinco primeiras edições e espero que seja de alguma utilidade aos engenheiros das usinas de açúcar brasileiras.

O Brasil está tendo um desenvolvimento notável neste setor e deverá ser, até o fim do século, o país dominante em matéria de produção e exportação de açúcar.

Ele possui espaço, clima e o dinamismo necessário, e desejo de todo o coração que isso aconteça a meus amigos brasileiros e me sentiria honrado e feliz se este manual pudesse contribuir um pouco para esse fim.

EMILE HUGOT

NOTA INTRODUTÓRIA

O livro que temos a honra de entregar aos engenheiros e tecnologistas de açúcar do Brasil não precisa de apresentação. Sua importância no desenvolvimento tecnológico da indústria açucareira mundial e, principalmente, do Brasil é enorme e não é nenhum favor dizer que o desenvolvimento da tecnologia do açúcar no Brasil se divide em duas épocas: antes e depois da obra "La Sucrerie de Cannes" de Emile Hugot.

Não existe uma usina no território nacional que não tenha um volume desta obra em seu original francês ou nas traduções em inglês ou espanhol.

Sua utilização, porém, não é tão geral como se desejaria, pelo fato de nem todos dominarem uma dessas línguas como é necessário para total aproveitamento de uma obra desse quilate.

Por isso, surgiu a idéia de fazer a tradução para a língua portuguesa.

Abordamos pela primeira vez este assunto durante o XIV Congresso da ISSCT, na Louisiana, e no XV Congresso, em Durban, obtivemos de Hugot a autorização para traduzir e publicar esta obra em português.

Foi intermediário desses contatos o nosso amigo Jacques Miocque.

Obtida a autorização, confiamos a tradução à Senhora Irmtrud Miocque, tradutora técnica, que, assessorada pelo seu marido, levou a bom termo a não fácil tarefa.

A mim coube a revisão e a adaptação ao linguajar das usinas do Brasil deste valioso texto de Hugot.

Temos a esperança de não termos errado muito.

Se no Brasil todos os que trabalham com açúcar conhecem a obra de Hugot, muito poucos conhecem a história desse homem notável que tanto contribui para o desenvolvimento da tecnologia açucareira mundial.

Emile Hugot nasceu em Saint-Denis, Ilha da Reunião, a 9 de junho de 1904. Após brilhantes estudos no "Lycée Leconte de Lisle" (obteve o prêmio

de honra em 1921) passa o vestibular para a "École Centrale des Arts et Manufactures" de Paris, diplomando-se em 1926.

Após o serviço militar, começou sua carreira de engenheiro de usinas de açúcar, em 1926, dirigindo três usinas da Reunião. Iniciou imediatamente sua modernização.

Participou notavelmente da campanha da Alsácia, durante a Grande Guerra de 1939/45, onde foi gravemente ferido. Recebeu a medalha de Cavaleiro da "Légion d'honneur" em grau militar.

Após sua volta à Ilha da Reunião, trabalhou na reforma das culturas de cana-de-açúcar e das usinas. A 2 de dezembro de 1948, fundou a Sociedade das Usinas de Bourbon, pela fusão de quatro sociedades independentes, e tornou-se seu Diretor-Presidente. Pouco depois foi nomeado Presidente da "Energia Elétrica da Reunião" e Vice-Presidente da Câmara do Comércio.

Em 1960, publicou a primeira edição do livro "La Sucrerie de Cannes", que foi, a seguir, traduzida para o inglês e o espanhol. Uma segunda edição francesa saiu em 1970.

Visitou os países que possuem usinas de açúcar e participou de todos os congressos da "International Society of Sugar Cane Technologists". Em 1965, foi Presidente do XXII Congresso da Sociedade, em Porto Rico. Em 1966, recebeu o título de "Officier de la Légion d'honneur", sendo nomeado "Commandeur de l'Ordre National du Mérite", em 6 de julho de 1973.

Hugot sempre contribuiu para a evolução do equipamento das usinas de açúcar, tanto com estudos teóricos efetuados quanto com experiências realizadas em suas usinas. Foi desta maneira que ele restabeleceu o uso dos cozedores com calandras flutuantes, que haviam sido abandonados, e que contribuiu à evolução da difusão da cana.

É, porém, incontestável que sua maior contribuição à técnica açucareira é sua obra "La Sucrerie de Cannes". Praticamente não há técnico açucareiro que não considere seu livro como a "Bíblia", que deve conhecer a fundo e que lhe trará sempre uma resposta válida a um problema ou uma dúvida.

Esta obra exigiu de seu autor um trabalho gigantesco, realizado inteiramente durante o tempo que deveria, normalmente, ter dedicado a seu lazer. Não é apenas o fruto de uma pesquisa de documentação, mas também de organização desta documentação e, sobretudo, um desenvolvimento matemático rigoroso, completamente original, de certos capítulos, nos quais até então reinava o empirismo.

Igualmente, não se deve esquecer, quando se fala de Hugot, que as qualidades humanas deste homem são tão brilhantes quanto as do técnico.

Aqui vocês têm o homem e sua obra.

A publicação do livro de Hugot em português acontece neste ano de 1977, em que se realiza no Brasil, pela primeira vez, um Congresso Mundial de Tecnologistas Açucareiros, o XVI Congresso da ISSCT, que se reunirá em São Paulo no mês de setembro.

Dois acontecimentos da mais alta importância para a indústria de açúcar do Brasil.

HELIO MORGANTI

1

RECEPÇÃO, DESCARREGAMENTO E MANUSEIO DA CANA

A recepção da cana pela usina efetua-se, ou diretamente na balança da usina, ou em balanças anexas que servem certos pontos importantes ou afastados da zona de fornecimento da usina.

Neste caso, o transporte é assegurado por via férrea ou, mais freqüentemente, por caminhões ou por tratores e reboques.

O peso do metro cúbico de cana transportada depende da maneira de carregamento. Se é apanhada no campo, a granel, com uma carregadeira equipada com garra que a deixa simplesmente cair emaranhada no reboque, é possível calcular aproximadamente 200 kg por m^3. Se o carregamento é um pouco mais cuidado: 300 kg/m^3. Se é carregada à mão, as hastes paralelas entre si, em cargas ou feixes, como é costume em Bourbon, a densidade será de aproximadamente 350 kg/m^3 e pode atingir 400 kg/m^3. Se é cortada em toletes de cerca de 30 cm e jogada a granel por uma colhedeira, a densidade é de aproximadamente 350 kg/m^3.

Esta densidade aparente depende do tamanho da cana. As canas retas permitirão um carregamento mais compacto que as canas tortas e tombadas.

ORGANIZAÇÃO DO FORNECIMENTO DE CANA À USINA DURANTE UM DIA DE TRABALHO

Uma usina de açúcar funciona geralmente de maneira contínua de segunda-feira de manhã até sábado à noite. Ela pára durante cerca de 36 horas, incluindo o domingo, para a limpeza dos evaporadores e pequenos consertos. Portanto, a usina trabalha cerca de 132 h por semana.

No transcorrer do dia o transporte da cana geralmente só é efetuado durante 12 h, das 6 h às 18 h. Para que não falte cana à moenda é necessário que a usina receba em 12 h, durante o dia, a tonelagem que mói em 24 h.

Por volta de 18 h terá então acumulado um estoque no mínimo igual à metade da tonelagem diária:

$$\text{Estoque noturno} = 12\,A + a \qquad (1.1)$$

A = quantidade de cana moída pela usina em 1 h;

a = margem de segurança que deve ser mantida para evitar a parada da moenda por falta de cana.

Esta margem a é necessária para enfrentar as variações acidentais do fornecimento: chuvas que diminuem o ritmo do corte e dificultam o transporte, irregularidades nas entregas de fornecedores etc. A margem não deve ser muito pequena, nem grande demais. No último caso, o pátio seria inutilmente obstruído e o espaço de tempo entre o corte de cana e sua passagem pela moenda desnecessariamente aumentado. Uma boa estimativa corresponde a 3 h de capacidade das moendas:

$$a = 3A \qquad (1.2)$$

Adotando este valor, o pátio deve poder receber no começo da noite:

$$P = 12A + 3A = 15A \qquad (1.3)$$

Tendo em vista o manuseio, na chegada à usina, divide-se a cana em dois tipos:

1.º A cana transportada por meios mecânicos: reboques, caminhões e vagões.

2.º A cana transportada por veículos de tração animal.

1.º Cana transportada por meios mecânicos

Os caminhões e outros veículos são descarregados para estocagem por meio do guindaste, ou possuem descarga própria.

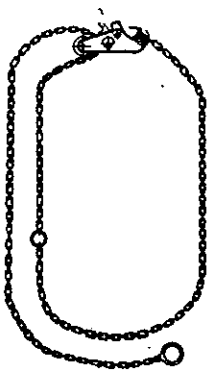


FIG. 1.1. — Cabo de aço e gancho automático.

A) **Descarregamento pelo guindaste.** — Esta cana é geralmente carregada em pacotes ou feixes, amarrados com 3 correntes ou cabos de aço (fig. 1.1). Estes cabos têm um gancho automático, fixado a uma de suas extremidades e possuem uma argola na outra extremidade.

A máquina de abastecimento da usina, geralmente um guindaste para a cana, apanha o feixe de cana por meio de uma barra com 3 ganchos, ou "balanção". O guindaste levanta o feixe e o deposita sobre o monte de cana, o que é chamado uma carga. Desengatam-se automaticamente os ganchos e o guindaste levanta o balanção com os cabos pendentes (fig. 1.2).

Para os guindastes de 3 t, por exemplo, cada carga é de aproximadamente 1 500 a 2 500 kg de cana, geralmente de 2 000 a 2 500 kg. Um caminhão de 5 t leva 2 cargas superpostas.

B) **Veículos com descarga própria.** — Existem vários sistemas, dos quais os seguintes são os principais:

a) CAMINHÕES COM CAÇAMBAS BASCULANTES. — Estes caminhões possuem uma caixa móvel, podendo girar em volta de sua aresta inferior traseira e munida de um pistão hidráulico que permite fazê-la inclinar para trás, até que seu carregamento de cana escorregue no condutor destinado a recebê-lo (figura. 1.3). Este condutor é geralmente uma mesa alimentadora inclinada, subindo de trás para frente e chegando com a frente no condutor. A diferença de nível entre a mesa alimentadora e o condutor deve ser no mínimo de 1,50 m. A extremidade inferior do condutor é situada numa fossa de cerca de 2 m de profundidade, na qual cai a cana e que é limitada na parte de trás por um rebordo que ultrapassa o solo da plataforma de 5 a 6 dm e o qual é suficientemente baixo para permitir o basculamento das caçambas dos veículos.

FIG. 1.2. — Retirada duma carga de cana.

A inclinação desta mesa é de cerca de 15° para o modelo de estrado móvel, e 8° para o de patamar fixo e arestas de arrastamento. Seu comprimento depende do nível do estrado do condutor em relação ao solo, geralmente é de aproximadamente 6 a 10 m. A cana escorrega da caçamba quando esta atinge uma inclinação de cerca de 40 a 45°.

b) CAMINHÕES COM CAÇAMBAS MÓVEIS. — É um sistema análogo, mas onde a caçamba, chamada de "cesto", é independente do chassi sobre o qual se apóia. Pode ser depositado no solo ou erguido sobre o chassi por meio de braços laterais móveis, montados no chassi, ou então por um guindaste colocado atrás da cabina. No primeiro caso ele também pode ser descarregado

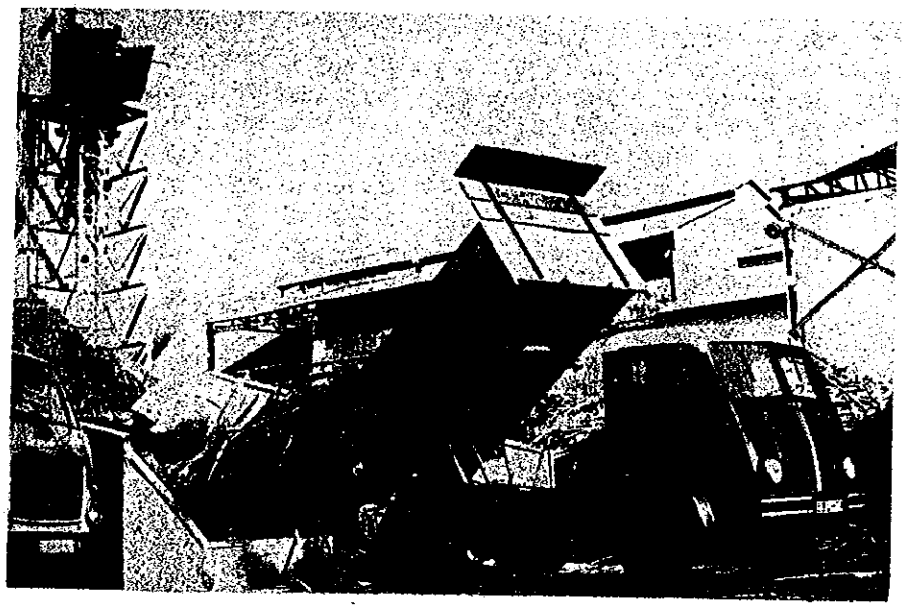


FIG. 1.3. — Descarregamento com caçamba basculante.

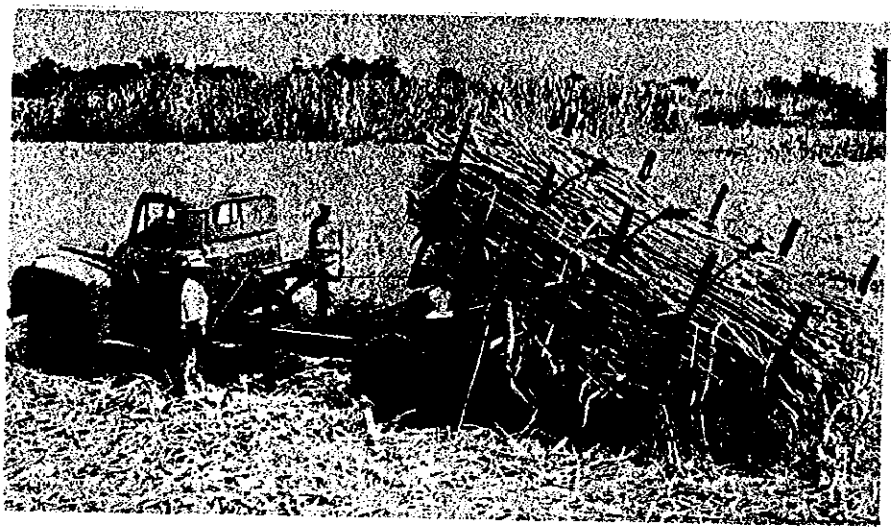


FIG. 1.4. — Transporte da cana em cesto (carregamento no campo).

no condutor com uma caçamba basculante. Munindo cada caminhão com vários cestos, estes podem ser preenchidos no campo durante a viagem do caminhão. Na volta, ele os encontrará cheios e poderá carregá-los sem demora, após ter colocado à disposição dos cortadores o cesto vazio, trazido de volta. Um movimento análogo pode ser feito no pátio, conseguindo-se rápidas idas e voltas do caminhão e um alto rendimento de tonelagens de cana transportada por dia (fig. 1.4).

Existem numerosos modelos deste sistema.

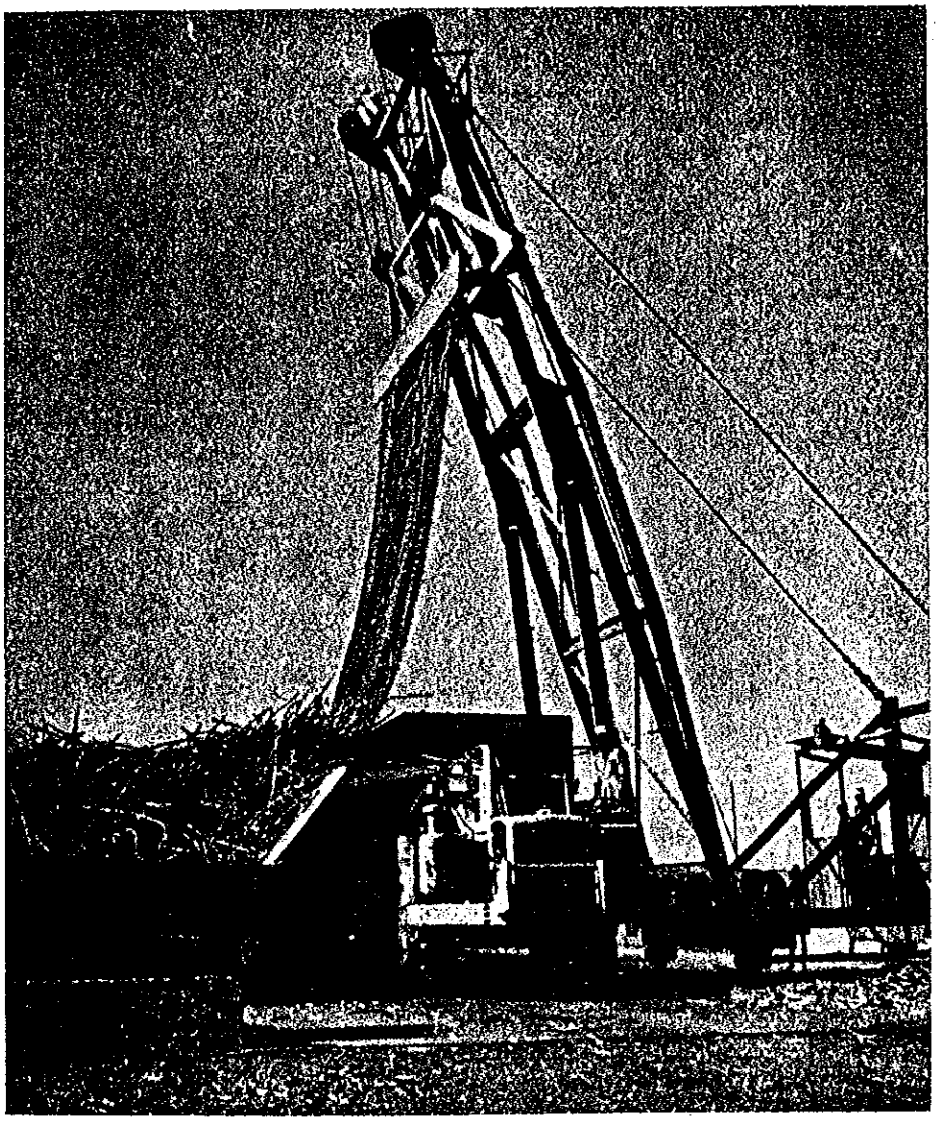


FIG. 1.5. — Descarregamento com rede.

BIBLIOTECA
Esq. A. Prates Correia
SERTÃOZINHO

c) TRATORES E SEMI-REBOQUES COM REDE. — Sobre semi-reboques com tonelagem geralmente grande, 25 a 40 t, são montadas caixas de tela metálica. Em uma das bordas laterais da caixa é fixada uma rede metálica que forra inteiramente esta caixa, descendo ao longo da borda, passando no fundo e subindo na borda oposta, onde é presa sua outra extremidade. No campo, ou no lugar onde a cana é coletada, ela é colocada a granel sobre a rede. Na chegada à usina, o veículo estaciona do lado duma mesa alimentadora situada em nível inferior, tendo capacidade para receber a carga. A extremidade fixa da rede encosta no lado da mesa alimentadora, um guindaste desengata a extremidade oposta da rede e a levanta: o conteúdo é assim despejado na mesa alimentadora (fig. 1.5).

d) TRANSPORTADORES A GRANEL SEM CAIXA. — Principalmente na África do Sul existem numerosos pequenos meios de transporte, que podem ser fixados atrás de tratores agrícolas leves. A cana está no solo, a granel, mas ordenada

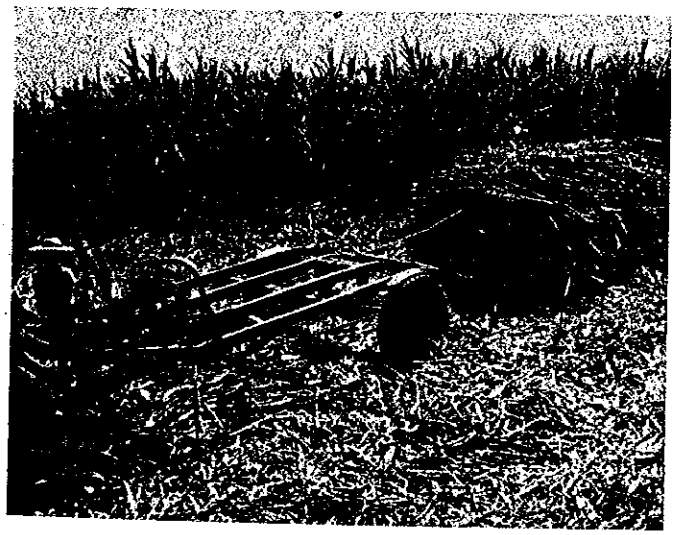


FIG. 1.6. — Transporte da cana a granel com cabo (Sistema Bell).

paralelamente, o quanto possível. Faz-se passar um cabo debaixo do monte, em seguida por cima, e um guincho colocado sobre o trator enrola o cabo, arrastando a cana e fazendo-a subir sobre a carreta. Existem numerosos modelos, com carregamento lateral ou traseiro. Estas máquinas são econômicas, mas seu carregamento a granel ultrapassa a largura máxima autorizada nas estradas e seu emprego deve ser restrito às propriedades ligadas diretamente à usina por estradas particulares (fig. 1.6).

2.º Cana transportada por carretas

O transporte com carretas de tração animal está desaparecendo com rapidez, mas constitui ainda uma parcela importante das entregas em certas regiões, onde a propriedade é muito dividida.

O descarregamento direto para o condutor de cana é geralmente reservado às carretas. O carreteiro encosta sua carreta no condutor. Neste caso a parte horizontal do condutor deve estar munida de protetores de madeira, que servem de escoras às rodas da carreta e evitam que estraguem as chapas do condutor. O carreteiro descarrega então à mão a carreta no condutor.

Somente quando há um número grande demais de carretas, uma parte delas é autorizada a descarregar a cana no estoque. O encarregado do pátio cuida para que não haja abuso, porque a cana descarregada no estoque exige um manuseio suplementar. De fato, deve ser retomada com a garra pelo guindaste da cana, para ser depositada no condutor ou sobre uma mesa alimentadora. A garra é um equipamento provido de dentes, que substitui, então, o balanção de descarregamento (fig. 1.7).

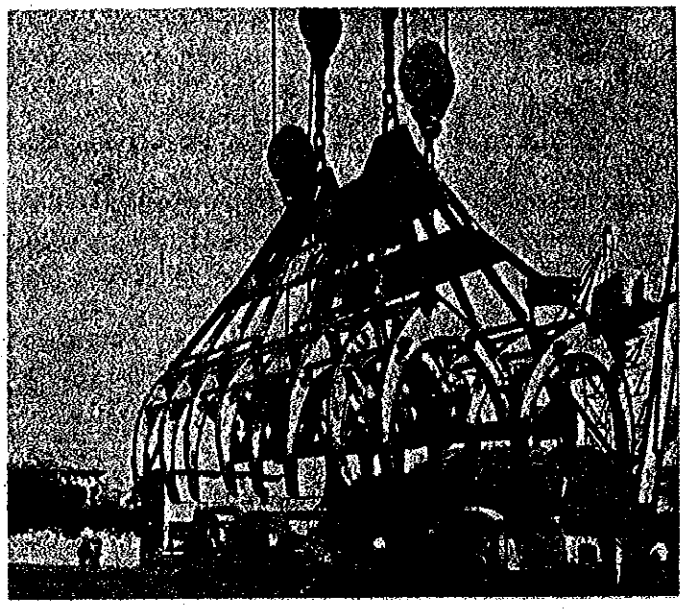


FIG. 1.7. — Garra.

Se cerca de 50% da cana chegasse em carretas de maneira suficientemente regular, e 50% em caminhões e vagões, as carretas poderiam todas ser utilizadas no abastecimento do condutor durante o dia e os caminhões descarregados durante este tempo pelo guindaste, para constituir o estoque noturno.

À noite, o guindaste deixa o balanção e toma a garra, com a ajuda da qual retoma a cana do estoque para depositá-la no condutor. Este trabalho noturno do guindaste é muito mais difícil porque: 1.º uma carga de cana da garra contém muito menos cana que a carga recebida; 2.º o guindaste está então sozinho para assegurar o abastecimento das moendas, já que não há mais carretas, nem caminhões basculantes, e deve manter uma tonelagem igual à do trabalho das moendas.

Tempo de descarregamento de uma carreta. — Uma carreta carrega cerca de 1 250 kg de cana. Um ou dois homens a descarregam no condutor em 10 a 15 min aproximadamente, incluindo a chegada e a saída.

Número de postos de descarregamento de carretas. — Um posto de descarregamento de carretas corresponde, portanto, a um abastecimento de 6 TCH (toneladas de cana por hora).

Assim, é necessário prever um número de postos:

$$n = \frac{a'}{6} \tag{1.4}$$

a' = fração da tonelagem horária da usina, assegurada por carretas, em TCH.

Comprimento do condutor a ser reservado às carretas. — Contando 3 m por carreta, inclusive intervalos, é portanto necessário deixar à disposição das carretas um comprimento L* da parte horizontal do condutor de cana igual a:

$$L = \frac{a'}{6} \times 3 = \frac{a'}{2} \tag{1.5}$$

L = comprimento do condutor a ser reservado às carretas, em metros.

Este comprimento evidentemente seria dividido por 2, se as carretas pudessem operar dos dois lados do condutor. Normalmente, é suficiente deixar de cada lado um comprimento total de $0{,}5a'$ metros.

Comprimento da parte horizontal do condutor. — Para determinar nestas condições o comprimento da parte horizontal do condutor de cana dever-se-á contar:

1.º o comprimento ocupado por uma ou mais mesas alimentadoras,

2.º o comprimento a ser reservado às carretas,

que será aumentado de 20%, a fim de enfrentar os congestionamentos. Supondo o trabalho nos 2 lados do condutor, ter-se-á então:

$$L_H = 1{,}2\left(l + \frac{a'}{2}\right)\frac{1}{2} = 0{,}6l + 0{,}3a' \tag{1.6}$$

L_H = comprimento da parte horizontal do condutor, em metros;

l = largura total das mesas alimentadoras, em metros;

a' = fração da tonelagem horária da usina, reservada às carretas, em toneladas.

Além disso, deve-se deixar espaço suplementar na extremidade do condutor e no seu prolongamento, se esta extremidade é livre.

Esta fórmula supõe que nenhum obstáculo dificulte o movimento das carretas perto do condutor de cana.

---

* Nas expressões matemáticas, por razões de clareza, mantivemos em português as mesmas iniciais empregadas no original (L = longueur). (N. do E.)

EQUIPAMENTOS PARA O MANUSEIO DA CANA

As principais máquinas empregadas nos pátios de usina são:

1.º O guindaste para a cana, ou "derrick".

2.º A ponte rolante.

3.º A plataforma basculante para vagões.

4.º O rastelo para a cana.

1.º O guindaste para a cana

É o método mais empregado.

É muito conhecido pelo seu nome inglês: "derrick".

É constituído (figs. 1, 2, 8 e 9) por um mastro de treliça metálica, montado sobre um eixo, e podendo girar em toda a circunferência.

Este mastro vertical possui a uma certa altura um braço horizontal sustentando um trilho sobre o qual pode correr um carrinho com 2 polias. Um cabo passa sobre estas 2 polias e pende entre elas, formando assim um elo, que traz o gancho ao qual se pode engatar o balanção ou a garra.

O operário fica numa cabina, situada na parte baixa do mastro ou acima do braço, junto aos motores dos diversos movimentos: rotação, deslocamento do carrinho, subida e descida do travessão, assim como os guinchos correspondentes.

Estes guindastes podem ser a vapor com escape para o ar livre ou, mais freqüentemente, elétricos. Dividem-se também, segundo seu modo de sustentação, em:

A) Guindastes com tirantes (fig. 1.8).

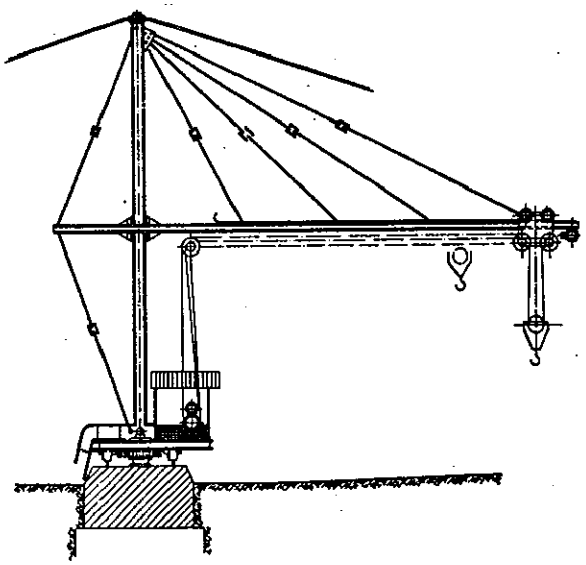


FIG. 1.8. — Guindaste com tirantes.

B) Guindastes auto-sustentados (fig. 1.9).

A) **Guindastes com tirantes.** — Este é o modelo mais leve, a estabilidade do guindaste é assegurada por cabos de sustentação, ou tirantes, fixados a uma coroa situada no alto do mastro.

Estes cabos, devendo permitir a rotação do braço horizontal, devem ser fixados no solo a uma distância grande do eixo do guindaste.

NÚMERO DE TIRANTES. — Deveriam ser suficientes 3 tirantes, separados entre si por um ângulo de 120°. Porém, normalmente, escolhe-se o número de tirantes de maneira que a ruptura de um deles não ocasione a queda do derrick. Nestas condições, empregam-se um mínimo de 5 tirantes a 72°. Se for possível, colocar-se-ão, de preferência, 6 a 8.

Portanto, seria necessário dispor simetricamente sobre uma circunferência de 60 a 80 m de raio em volta do eixo do derrick, 5, 6, 7 ou 8 bases, para ali fixar os tirantes. É um problema cuja solução se torna difícil, devido à presença das construções da usina e dos escritórios. Se for preciso modificar o espaçamento de 2 cabos, para desviar da usina, será necessário ter cuidado para que a ruptura de um dos 2 cabos dos quais se aumentou o espaçamento não deixe livre um setor de mais de 150°, limite máximo admissível para a resistência provisória de 2 cabos vizinhos.

É óbvio que, em caso de ruptura, será necessário parar imediatamente o guindaste, até a substituição do cabo quebrado, já que os tirantes restantes não podem assegurar a estabilidade sob os esforços dinâmicos do guindaste em movimento.

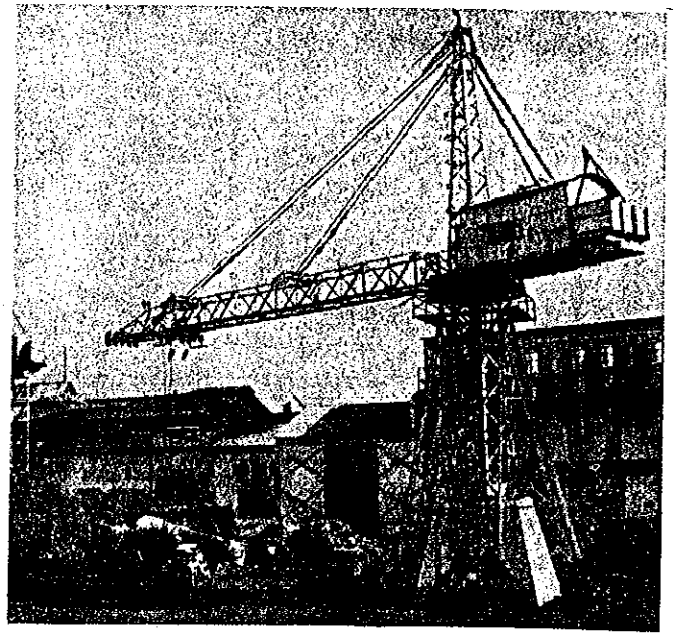


FIG. 1.9. — Guindaste auto-sustentado de 10 t (Derrick).

TENSÃO DOS TIRANTES. — Para obter melhor solidez é preciso que os cabos dos tirantes sejam esticados de tal maneira, que o mastro descreva somente um cone muito pequeno, quando o derrick gira, sem aumentar, no entanto, exageradamente o trabalho destes mesmos cabos. Esta tensão deverá ser verificada com freqüência. Os cabos devem ser pintados ou alcatroados cada 2 ou 3 anos.

SEÇÃO DOS TIRANTES. — Para um guindaste de 3 t de capacidade de levantamento, empregam-se 5 a 8 cabos de 25 mm de diâmetro.

B) **Guindastes auto-sustentados.** — São, evidentemente, mais pesados e mais sólidos (fig. 1.9), mas evitam o incômodo e o perigo dos tirantes, que perturbam a circulação no pátio e que, às vezes, são muito difíceis de ser dispostos de modo conveniente.

Em países sujeitos a ciclones, estes guindastes deverão ser calculados para uma pressão de vento de, no mínimo, 350 kg/m², preferivelmente 400.

CAPACIDADE DOS GUINDASTES PARA A CANA. — As características que interessam em um guindaste para cana são:

1.º A capacidade de levantamento.

2.º O raio de ação.

3.º A altura máxima de levantamento da garra.

1. *Capacidade de levantamento.* — É o peso máximo que um guindaste pode levantar, na extremidade do braço. É o elemento mais importante para estabelecer sua potência. Por exemplo, diz-se, um guindaste de 3 ou 5 t.

As capacidades mais freqüentes são: 3, 5 e 10 t.

2. *Raio de ação.* — É a distância horizontal entre o eixo do guindaste e o ponto mais afastado do gancho (correspondente ao centro da garra), quando o carrinho está em sua posição extrema na ponta do braço. Valores extremos são: 18, 25 e 30 m.

3. *Altura máxima de levantamento.* — É a altura da ponta dos dentes da garra acima do pátio, quando é levantada à posição de sua altura máxima.

Para aumentar esta altura e, ao mesmo tempo, para permitir ao manobrista dominar o movimento e o rebuliço do pátio, monta-se geralmente a base dos pequenos derricks de 3 t sobre troncos de cones de concreto de 2 m de altura.

A altura de tomada é geralmente de 6 a 8 m.

Como regra geral, para uma usina com um só derrick no pátio, podem-se adotar as seguintes características aproximativas:

a) Capacidade de levantamento:

$$F = 0{,}1A \tag{1.7}$$

F = Capacidade de levantamento em toneladas.

A = Trabalho da usina em toneladas de cana por hora.

b) Raio de ação:

$$R = 3\sqrt{A} \tag{1.8}$$

R = raio de ação em metros.

c) Altura máxima de levantamento: $H = 8$ m (1.9)

Quando se dispõe de 2 derricks (ou de 2 equipamentos de abastecimento), reparte-se entre eles a tonelagem total A, atribuindo-lhes respectivamente tonelagens a manusear A_1 e A_2, de maneira que: $A_1 + A_2 = A$.

VELOCIDADES E POTÊNCIAS. — As velocidades adotadas para os diversos movimentos do guindaste e as potências previstas para os motores correspondentes são as seguintes:

1.º *Movimento de levantamento:*

Velocidade de levantamento	25 a 50 m/min
Potência do motor de levantamento	10 CV por t de força nominal

2.º *Movimento de rotação:*

Velocidade de rotação	1,5 a 2,5 rpm
Potência do motor de rotação	1,5 CV por t de força nominal

3.º *Movimento do deslocamento do carrinho:*

Velocidade de deslocamento do carrinho	30 a 60 m/min
Potência do motor de deslocamento do carrinho	1 CV por t de força nominal

Quando o guindaste é do tipo a ar comprimido, o motor único tem uma potência de cerca de 10 CV por t de força nominal.

LOCALIZAÇÃO DO GUINDASTE. — Para as pequenas usinas, sem mesa alimentadora, qual é a distância conveniente entre o condutor de cana e o eixo do guindaste?

Esta distância é função do raio de ação do guindaste. Se o eixo é colocado longe demais do condutor (fig. 1.10) aumenta ao mesmo tempo o ângulo médio de rotação do guindaste (α) e o percurso do carrinho. Isto é fácil de verificar, considerando, por exemplo, o ponto A, "centro do percurso" do estoque de cana, que se acha a uma distância do eixo do guindaste igual a, aproximadamente, 80% do raio de ação.

Se, pelo contrário, o eixo é muito perto do condutor, ganha-se sobre o ângulo de rotação, mas não se pode deslocar o carrinho ou, então, muito pouco. A superfície útil servida pelo guindaste é porém reduzida.

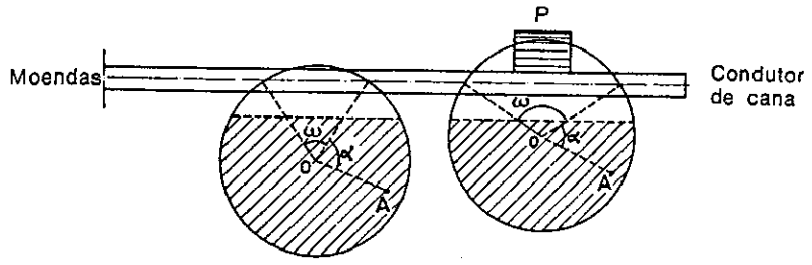


FIG. 1.10. — Disposição do guindaste.

A melhor alternativa consiste em colocar o eixo do guindaste a uma distância igual a 50 ou 60% do raio de ação do condutor de cana. O ângulo ω é

então de 106 a 120°. Em usinas pequenas é possível depositar a garra cheia sobre dois suportes de madeira, colocados em cima dum plano inclinado P, de onde as canas cairão emaranhadas no condutor, evitando assim engasgos nas navalhas.

Nas usinas grandes ou médias é necessário ter à disposição uma ou várias mesas alimentadoras, sobre as quais os guindastes depositarão a cana. Neste caso, o condutor não recebe mais a cana diretamente e é servido pelas mesas alimentadoras, acionadas por um operário, que tem à sua frente os reostatos das mesas. A alimentação do condutor, assim servido, é muito mais regular do que no caso da alimentação direta.

PESO DO METRO CÚBICO DE CANA EM ESTOQUE. — Este peso é bastante próximo daquele da cana não arrumada, ou seja, cerca de 200 kg/m³, tratando-se de cana emaranhada. Este peso atinge 300 kg/m³ se o estoque é formado de cargas de canas paralelas, depositadas com balanção. Tromp (ISJ, Fascículo 60, p. 40) estima 400 kg/m³.

Para a cana cortada em toletes de alguns decímetros, como algumas colhedeiras a fornecem, estimam-se 350 kg/m³ (S. y A., n.º 61, p. 28).

VOLUME DO ESTOQUE NOTURNO. — Vimos (fórm. 1.3) que o estoque de cana no começo da noite deveria elevar-se a:

$$P = 15A \text{ toneladas}$$

Para 300 kg/m³, isto representa um volume de:

$$V = \frac{15A}{0{,}300} = 50A \text{ m}^3 \qquad (1.10)$$

Ora, o derrick dispõe de uma superfície igual à do círculo, tendo como raio o raio de ação, menos o pequeno círculo interior, que é preciso deixar livre para a circulação em volta do guindaste.

É preciso contar cerca de 5 m de raio para este pequeno espaço, ou melhor, levando em conta as dimensões do guindaste e da instalação:

$$r = \sqrt{A} \qquad (1.11)$$

Desejando saber, então, sobre qual fração α da circunferência total será necessário estocar a cana em volta do guindaste, para ter a quantidade necessária (fig. 1.11), obter-se-á:

$$V = \pi(R^2 - r^2)H \cdot \frac{\alpha}{360} = 50A \qquad (1.12)$$

Substituindo R e r pelos seus valores normais em função do trabalho da usina (ou da fração A_1 ou A_2 atribuída a um dos dois guindastes) e tomando para H o valor médio: $H = 6$ m, obter-se-á:

$$\pi(9A - A)6 \cdot \frac{\alpha}{360} = 50A$$

Donde:

$$\alpha = \frac{375}{\pi} \approx 120° \qquad (1.13)$$

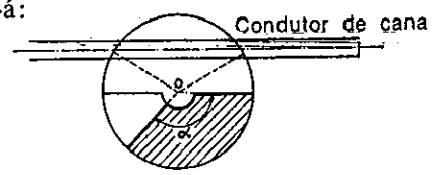


FIG. 1.11. — Superfície para o estoque noturno.

Em virtude da irregularidade da pilha de cana e da forma do talude, que estão longe de formar uma massa compacta e geométrica, é preciso deixar um ângulo de aproximadamente 150°, se o guindaste corresponde bem às normas adotadas.

2.° Ponte rolante

É um sistema análogo àquele do guindaste. Em vez de um círculo, trabalha em um retângulo, cujo comprimento e cuja largura estão estabelecidos conforme a necessidade. Por esta razão, é indicada para certos pátios longos e estreitos, nos quais um guindaste não teria espaço suficiente para movimentar-se.

A ponte rolante deve, evidentemente, passar por cima do condutor de cana, por ela servido (fig. 1.12).

As velocidades habituais são da ordem de:

Elevação da garra	15 a 30 m/min
Deslocamento longitudinal da ponte	50 „ 100 „
„ transversal do carrinho	30 „ 60 „

Além disso, contar-se-ão 2 minutos a mais em cada movimento para o desengate das correntes e a volta sem carga (Tromp, ISJ, março 1960, p. 67).

As potências dos motores correspondentes são de:

Motor de elevação	6 CV por t de força nominal
„ „ translação transversal	0,3 „ „ „ „ „ „
„ „ „ longitudinal	1,5 „ „ „ „ „ „

Muitas vezes, combinam-se guindastes e ponte rolante. Esta combinação adapta-se mais facilmente a todas as formas de pátio. Uma das vantagens da ponte rolante é poder aumentar sua capacidade de estocagem, prolongando-a no sentido do comprimento. Se esta ficar muito comprida, pode ser interessante prover os dois trilhos de rolamento com duas pontes rolantes, que podem, desta maneira, trabalhar simultaneamente, cada uma servindo um lado do condutor. Seu trabalho é ainda mais facilitado quando se coloca para cada ponte uma mesa alimentadora individual.

A largura das pontes rolantes é de 20 a 30 m. Seu preço eleva-se muito mais com o aumento de sua largura do que com o aumento de seu comprimento. Seu comprimento é muito variável e pode atingir 100 m para uma ponte dupla. A altura de pega é de 8 a 12 m. A força de levantamento é, em geral, de 6 a 10 t.

Em certas usinas pequenas utiliza-se somente um "pórtico" que possui apenas os dois movimentos de levantamento e de ida e volta num mesmo plano vertical e que serve apenas para descarregar a cana dos caminhões sobre o condutor ou uma mesa, sem estocar.

3.° Plataforma basculante para vagões e reboques

Quando a cana chega por vagões ou reboques puxados por tratores, é mais prático esvaziá-los de uma só vez do que tirar com o guindaste, uma após a outra, as cargas de cana amontoadas no vagão.

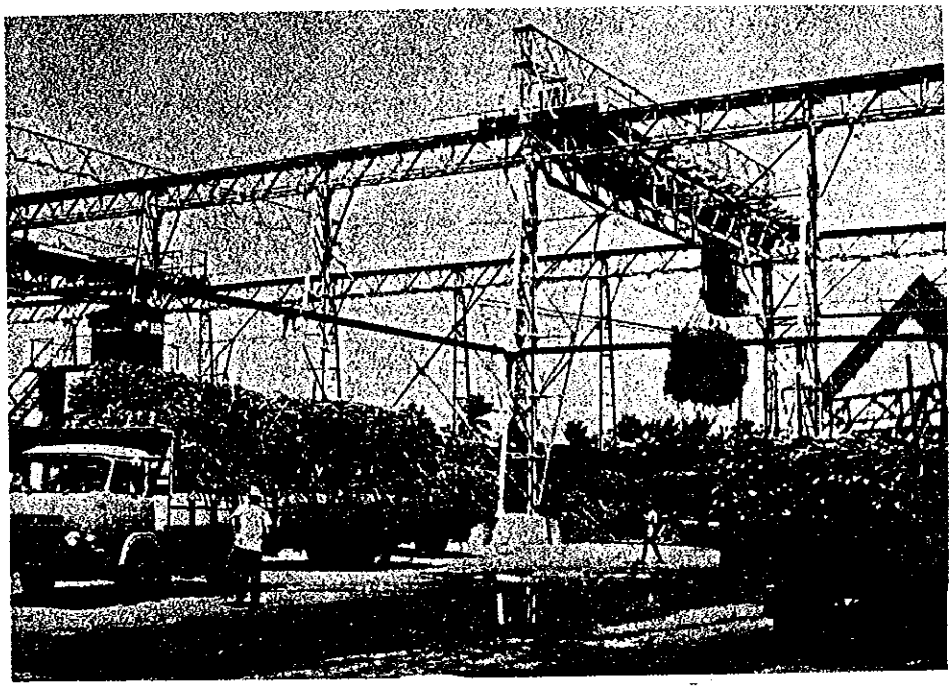


FIG. 1.12. — Ponte rolante (Babcock Atlantique).

Isto apresenta várias vantagens:

1.º Ganho de tempo.

2.º Economia de cabos de aço (o que não é desprezível).

3.º Economia no manuseio, já que a cana é colocada diretamente no condutor ou no condutor auxiliar, como se procede para as carretas.

4.º Graças à ausência de amarras, evita-se, ao mesmo tempo o risco de fazer entrar na moenda pedaços de corrente ou de ganchos com desengate automático. Com o guindaste e as amarras é bem raro que, durante uma safra, sem separador magnético, não se substituam 2 ou 3 moendas por causa do estrago nas ranhuras dos rolos.

Existem 2 modelos de plataforma basculante:

A) O basculador lateral para vagões grandes (fig. 1.13).

B) O basculador pela extremidade para os vagonetes.

Neste último caso, os vagonetes (fig. 1.14) são providos de ferros em U, formando um berço, no qual se coloca a cana paralelamente aos trilhos. As extremidades são livres e a cana, bem apertada durante o trajeto do campo à usina, cai assim que o basculador atinja a inclinação desejada (40 a 45°).

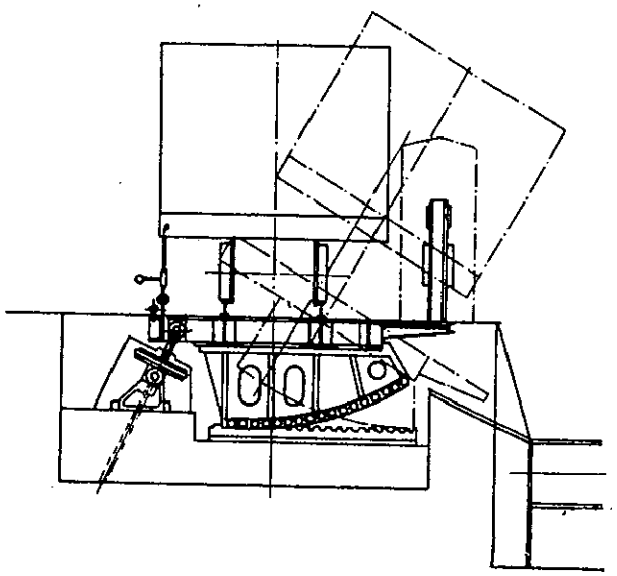


FIG. 1.13. — Basculador lateral para vagões (Fives-Lille Cail).

Instalam-se também, às vezes, basculadores para caminhões. O basculamento se faz então, em geral, pela parte de trás. Certos modelos de caminhões não podem ser usados para esta operação, pois deixam escorrer o óleo do carter, quando atingem uma inclinação relativamente fraca.

O ângulo de deslizamento para a cana carregada a granel, inteira ou em toletes, é de cerca de 42°. Os basculadores são construídos para uma inclinação máxima de cerca de 48°.

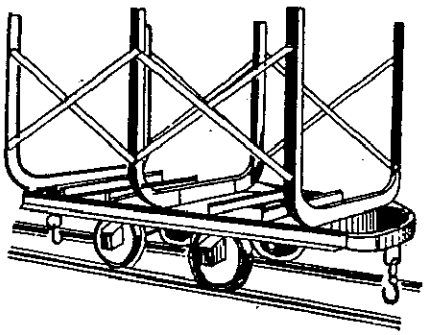


FIG. 1.14. — Vagonete com basculamento pela extremidade.

4.° Rastelos

É um acessório do descarregamento, difundido principalmente em Java e em alguns países britânicos.

A figura 1.15 nos dá uma idéia que evita qualquer descrição supérflua.

Observe-se que o rastelo possui não somente um movimento de cavação e um vaivém num plano médio, mas efetua também o mesmo movimento num número muito grande de planos, formando um diedro de aproximadamente 30 a 40°, divididos nos dois lados deste plano médio.

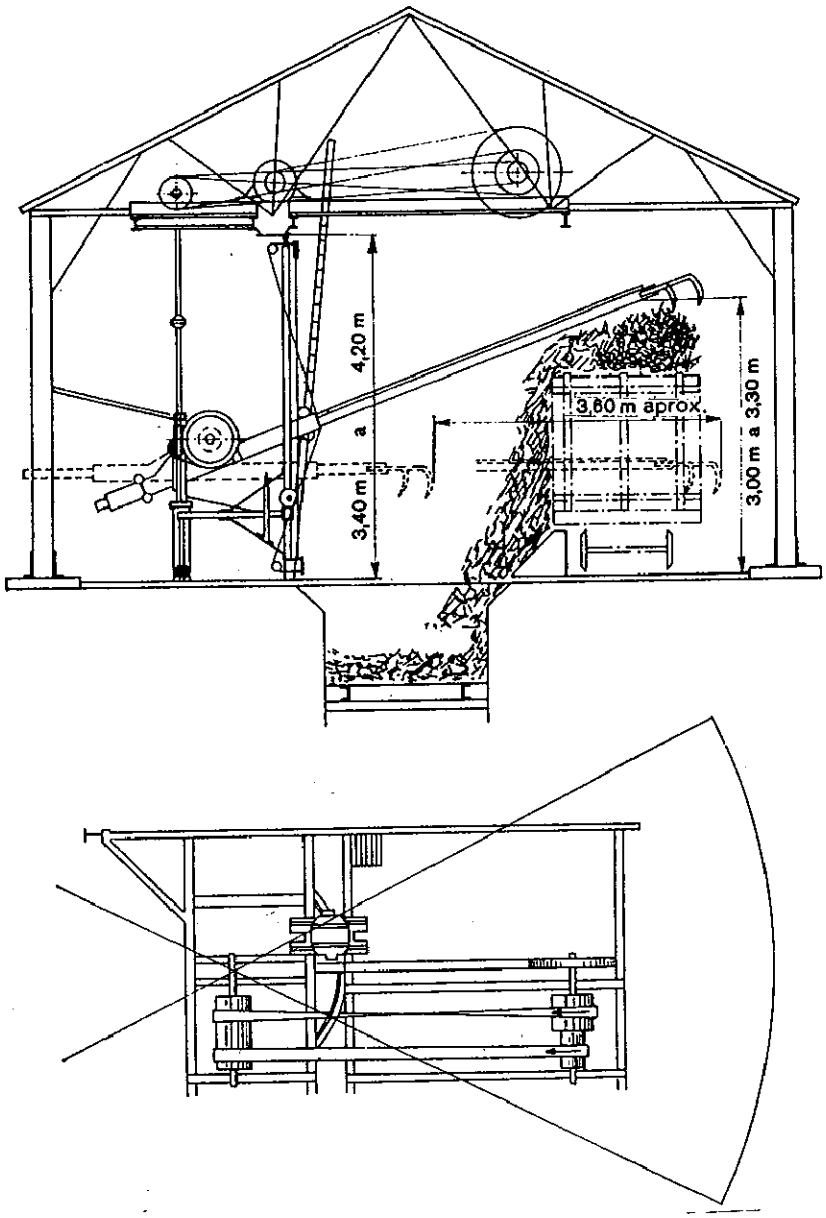


FIG. 1.15. — Rastelo "Wicks" (Mirrlees-Watson).

MESAS DE ALIMENTAÇÃO LATERAIS

Quando o número de caminhões ou carretas diminui, o que ocorre a certas horas fixas durante o dia e, acidentalmente, a qualquer momento, o guindaste completa o abastecimento do condutor de cana com a ajuda da garra.

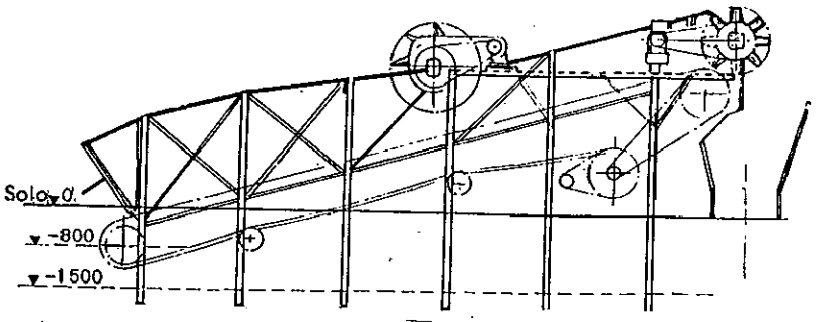


FIG. 1.16. — Mesa lateral de alimentação (Fives-Lille Cail).

Neste caso ocorrem variações na quantidade de cana depositada por metro de condutor; há vazios que não podem ser preenchidos a tempo. Inversamente, uma carga de cana de caminhão, depositada quase inteira no condutor, pode provocar um engasgo nas navalhas, fazendo parar o motor a vapor ou desligar a chave magnética do motor elétrico.

Assim, quando chegam cargas densas de cana paralela, é preciso diminuir e quase parar a velocidade do condutor, sem o que a navalha poderia ser bloqueada. Mesmo prestando atenção, nem sempre é possível evitar isto.

Estes inconvenientes, devidos à alimentação direta do condutor de cana, levaram à adoção de condutores auxiliares. Realmente, evita-se grande parte destes inconvenientes, instalando um condutor auxiliar secundário, perpendicular ao condutor principal.

Este condutor pode apresentar duas formas principais:

A) A de uma plataforma muito larga e relativamente curta (fig. 1.16); é chamada "mesa alimentadora".

B) A de um condutor idêntico ao condutor principal, mas perpendicular a este. É chamado de "condutor auxiliar".

A) **Mesa alimentadora.** — Consiste em um condutor muito largo e muito curto, movido por um motor independente.

Sua forma é retangular ou aproximadamente quadrada. O nível do estrado superior deve chegar a cerca de 2 m acima do nível do condutor principal e ser quase vertical à parede que limita o condutor do lado da mesa.

O guindaste deposita a cana sobre esta plataforma e assegura o abastecimento à medida que esta se esvazia. Um operário, em boa posição para observar o conjunto do pátio de cana, fica perto do reostato do motor de impulsionamento da mesa alimentadora e a faz funcionar cada vez que o condutor principal é carregado de modo insuficiente. A cana cai da mesa alimentadora no condutor e a vantagem deste sistema é a cana cair mais ou menos emaranhada, facilitando muito o trabalho da navalha. Assim que a quantidade desejada de cana foi despejada, diminui-se ou pára-se o andamento da mesa. Por isso, seu andamento é muito irregular, brusco e interrompido e é interessante fazê-la funcionar por meio dum dispositivo com variações de velocidade muito flexíveis, tal como o "Elcotron" francês ou o "Heenan and Froude" inglês (interposição

duma ligação sem contato fixo, um volante de aço ligado ao motor e acionando, por correntes de Foucault induzidas, uma bucha, que gira livremente em volta deste disco e que é ligada ao eixo de acionamento).

A mesa alimentadora é principalmente útil nos países onde o pagamento da cana é feito pela riqueza ou pelo açúcar recuperável. Pode-se, então, colocar a cana proveniente dum fornecedor e que deve ser analisada, sobre uma mesa alimentadora especial, sem interromper a alimentação das moendas. Quando a mesa está carregada, passa-se sua carga às moendas, sem interromper o movimento do condutor principal, marcando simplesmente com cal o começo e o fim do lote a ser analisado, de maneira que o amostrador do saldo veja nitidamente o começo e o fim do caldo a ser amostrado.

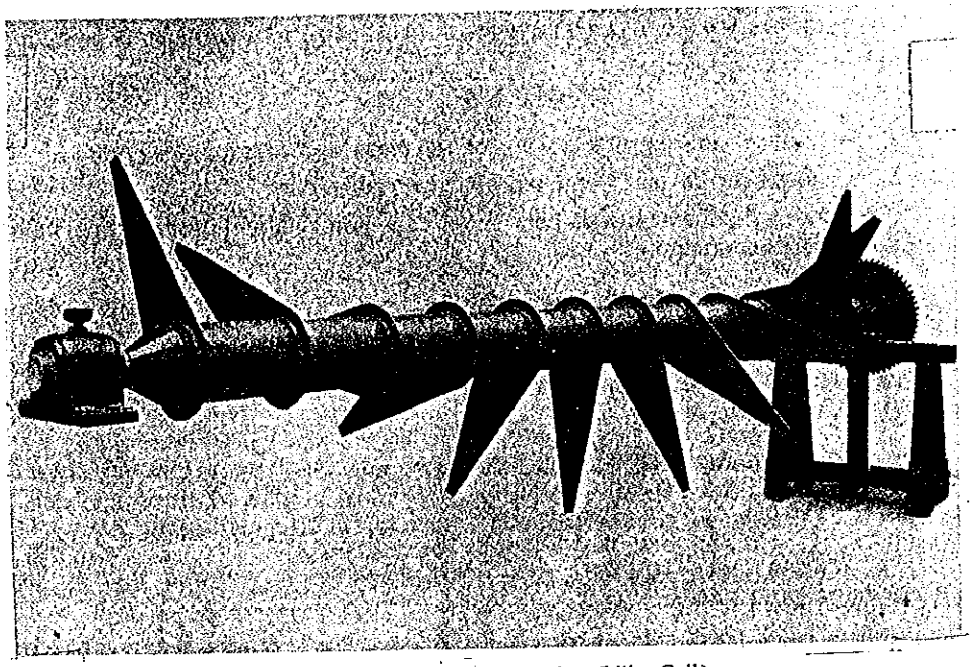


FIG. 1.17. — Nivelador (Fives-Lille Cail).

NIVELADOR. — A mesa alimentadora ganha muito quando está provida dum nivelador. É um eixo horizontal (fig. 1.17) colocado em transversal no sentido de marcha das correntes na mesa e que gira lentamente em sentido contrário. Possui braços dispostos em hélice sobre todo o seu comprimento, fazendo cair a cana, em pequenas quantidades, no condutor, evitando a queda brutal de grandes cargas suscetíveis de provocar um engasgo nas facas.

SUPERFÍCIE DA MESA ALIMENTADORA. — As dimensões das mesas alimentadoras são bastante variáveis. Uma boa dimensão, prevista com bastante margem, é:

$$S = 0{,}6A \qquad (1.14)$$

S = superfície da plataforma da mesa alimentadora em metros quadrados.

A = trabalho da usina, em t de cana por hora,

Ou, por exemplo, 5 × 6 m para 50 TCH.

Acima de $A = 70$ TCH, é mais interessante dispor de 2 mesas alimentadoras do que de uma grande. Serão dimensionadas de tal maneira, que a mesma regra seja mantida:

$$S_1 + S_2 = 0{,}6A \tag{1.15}$$

VELOCIDADE DA MESA ALIMENTADORA. — Devido à sua largura, a mesa alimentadora tem uma velocidade muito inferior àquela do condutor principal. Pode-se adotar uma velocidade regulável, cujo máximo é de 3 a 5 m/min. Com uma velocidade maior poderá cair cana demais de uma só vez no condutor.

POTÊNCIA DO MOTOR A SER PREVISTA. — Utiliza-se um motor com potência mais ou menos igual a:

$$T = 0{,}25S \tag{1.16}$$

T = potência em cavalos do motor da mesa alimentadora;

S = superfície da mesa, em metros quadrados.

Este valor é, evidentemente, bem superior à potência média absorvida pelo motor em funcionamento.

INCLINAÇÃO. — As mesas alimentadoras são horizontais ou um pouco inclinadas para a frente, de $-5°$ aproximadamente, ou, então, inclinadas para trás, de 15° aproximadamente. Esta última alternativa permite prolongá-las até o ponto onde os caminhões basculantes possam descarregar a cana, evitando, assim, manuseios e perda de tempo.

B) **Condutor auxiliar.** — É um condutor que pode ter a mesma largura que o condutor principal; é, porém, perpendicular a este e descarrega nele. Sua tarefa é alimentá-lo, como um afluente alimentaria e regularia um rio.

VELOCIDADE. — Terá uma velocidade de aproximadamente metade da do condutor principal.

POTÊNCIA. — Como é sujeito a mais fricções, se o condutor é horizontal, usar-se-á:

$$T = 0{,}5S \tag{1.17}$$

T = potência em cavalos do motor do condutor auxiliar;

S = superfície útil à cana do condutor auxiliar, em metros quadrados.

CONSTRUÇÃO DOS CONDUTORES AUXILIARES. — As mesas e os condutores auxiliares deverão mover-se entre dois protetores laterais, destinados a evitar a queda da cana pelo lado e guiá-la. Sem inconveniente, pode-se dar a estes protetores uma inclinação de 10°.

2

O CONDUTOR DE CANA

O condutor de cana é um tapete rolante, pelo qual a cana é introduzida na usina e que assegura a alimentação das moendas, transportando a cana do pátio ao esmagador (ou à moenda esmagadora).

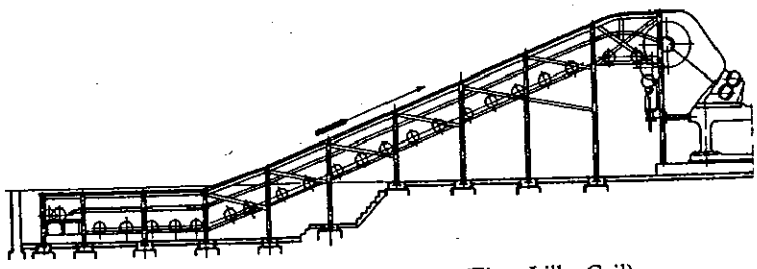


FIG. 2.1. — Condutor de cana (Fives-Lille Cail).

Como uma boa alimentação do esmagador exige uma queda bastante grande e como é preciso passar do nível do pátio, onde o condutor fica, em geral numa fossa, a um nível mais elevado, o condutor possui sempre uma parte ascendente (fig. 2.1). Distinguem-se:

1.º A parte horizontal.

2.º A parte inclinada.

3.º A cabeça na chegada acima do esmagador.

INCLINAÇÃO

O declive da parte inclinada varia de 27% (15º) a um máximo de 40% (22º).

Geralmente não é inferior a 27%. Também não é superior a 40%, porque a cana deslizaria e o estrado subiria, sem conduzi-la.

Adotando-se uma inclinação muito baixa, aumenta-se a despesa e o comprimento da instalação. Se a inclinação é muito alta, há o perigo de deslizamento. As inclinações melhores e mais freqüentes são: 30% (17°) a 38% (21°).

Quando não há navalha, ou estando esta na cabeça do condutor, o que vem a ser a mesma coisa, neste caso, é prudente ater-se a 33 ou 36%. Quando uma ou duas navalhas precedem a parte ascendente, ou se acham no começo desta, pode-se adotar 38% (21°), sem preocupação, e chegar mesmo a 40% (22°), se for necessário.

COMPRIMENTO DA PARTE INCLINADA

É o comprimento necessário para atingir pela inclinação adotada o nível desejado acima do esmagador.

Geralmente, a altura, acima do solo das moendas, do ponto mais alto do condutor de cana será de cerca de:

6 a 7 m, no caso dum esmagador comum com 2 rolos, colocado antes da 1.ª moenda;

4 a 5 m, no caso duma moenda esmagadóra com 3 rolos.

Supondo que o piso da parte horizontal do condutor no pátio esteja a 1 m abaixo do piso das moendas, e baseando-se numa inclinação de 36%, a parte inclinada do condutor terá como comprimento:

a) no caso do esmagador comum: $L = (7 \text{ a } 8) : 0{,}36 = 20 \text{ a } 22$ m; (2.1)

b) no caso da moenda esmagadora: $L = (5 \text{ a } 6) : 0{,}36 = 14 \text{ a } 17$ m. (2.2)

COMPRIMENTO DA PARTE HORIZONTAL

Já foi visto (p.18) o comprimento imposto pelas necessidades do descarregamento das carretas e pelo espaço ocupado pelas mesas alimentadoras.

Quando não houver carretas e à falta de outra indicação, poder-se-á tomar como exemplo:

$$L_H = 5 \sqrt[3]{A} \qquad (2.3)$$

L_H = comprimento da parte horizontal do condutor, em metros.

A = trabalho da usina, em TCH.

LARGURA DO CONDUTOR

A largura do condutor é sempre escolhida igual à largura dos rolos da moenda. Um condutor mais largo não alimentaria o esmagador de maneira uniforme em toda sua largura, já que ele necessitaria de um chute em forma de pirâmide, diminuindo em direção ao esmagador: assim, as partes laterais seriam mais carregadas que o centro; um condutor mais estreito apresentaria o inconveniente inverso, que é, por sinal, menor, em virtude do esparramento da cana picada no momento da queda.

VELOCIDADE DO CONDUTOR

A velocidade do condutor não é estabelecida de maneira rígida. É, porém, conveniente que seja relacionada à velocidade periférica do esmagador ou das moendas, por exemplo, a metade desta:

$$u = \frac{v}{2} \tag{2.4}$$

u = velocidade média do condutor;

v = velocidade média periférica dos rolos das moendas.

Vejamos como, sob esta condição, varia a altura da cana no condutor.

A vazão do condutor terá o valor seguinte:

$$1\,000A = 60uLhd \tag{2.5}$$

A = trabalho da usina, em toneladas de cana por hora (então, $1\,000A$ = = kg por hora);

u = velocidade do condutor, em metros/minuto;

L = largura do condutor, em metros;

h = altura média da camada da cana no condutor, em metros;

d = densidade aparente da cana no condutor.

$$\begin{cases} d = 125 \text{ kg/m}^3 \text{ (cana emaranhada)} \\ d = 150 \text{ kg/m}^3 \text{ (cana paralela)} \\ d = 300 \text{ kg/m}^3 \text{ (cana passada na navalha)} \end{cases}$$

Considerando o condutor depois da navalha e supondo que haja 2 navalhas e um "shredder", obtém-se:

$$A = 18Luh \tag{2.6}$$

Veremos mais adiante (cf. p. 180, fórm. 12.14) que o trabalho normal das moendas possui o valor seguinte:

$$A = \frac{nLD^2(1 - 0{,}06nD)\sqrt{N}}{f}$$

A = trabalho das moendas, depois de 2 navalhas e 1 shredder, em TCH,

n = velocidade de rotação das moendas, em rpm;

L = largura dos rolos, em metros;

D = diâmetro dos rolos, em metros;

N = número de rolos do tandem;

f = fibra da cana, em relação à unidade.

Porém:

$$v = \pi Dn \qquad Dn = \frac{v}{\pi} \tag{2.7}$$

v = velocidade periférica dos rolos das moendas, em m/min.

Donde:

$$A = \frac{LvD(1 - 0{,}02v)\sqrt{N}}{\pi f}$$

Transferindo este valor para (2.6) e tomando $u = \frac{v}{2}$, obtém-se:

$$h = 0{,}035 \cdot \frac{D\sqrt{N}}{f}(1 - 0{,}02v) \qquad (2.8)$$

h é obtida em metros.

Não considerando o termo corretivo $(1 - 0{,}02v)$, o qual varia pouco com v e que marca uma pequena diminuição da camada com as velocidades crescentes das moendas, observa-se que a altura da camada, para um trabalho normal das moendas, varia:

na razão inversa da fibra da cana;
proporcionalmente ao diâmetro dos rolos;
e proporcionalmente à raiz quadrada do número de rolos.

Se, no lugar duma velocidade de condutor proporcional à das moendas, se tivesse adotado uma velocidade constante, independente daquela das moendas, por exemplo 6 m/min, h teria variado da seguinte maneira:

$$\frac{nD^2\sqrt{N}}{f}$$

caso em que a espessura da camada da cana seria proporcional ao quadrado do diâmetro dos rolos e em que se chegaria a espessuras enormes nas grandes moendas de alta rotação e nos tandens muito compridos.

Por esta razão, é conveniente relacionar a velocidade u do condutor de cana à velocidade periférica média v dos rolos das moendas. A espessura da camada de cana é, então, proporcional a D, o que é lógico, já que assim varia de acordo com uma dimensão linear da moenda.

Adota-se, geralmente:

$$u = 0{,}3 \text{ a } 0{,}5v \qquad (2.9)$$

ESTRADO

Antigamente o estrado dos condutores de cana era de madeira. Esta matéria só se acha ainda em certas mesas alimentadoras: com o uso da navalha, é inutilizável, por causa da pressão suportada pelo estrado do condutor, quando passa debaixo da navalha e, principalmente, porque os pedaços de cana cairiam entre os interstícios das taliscas.

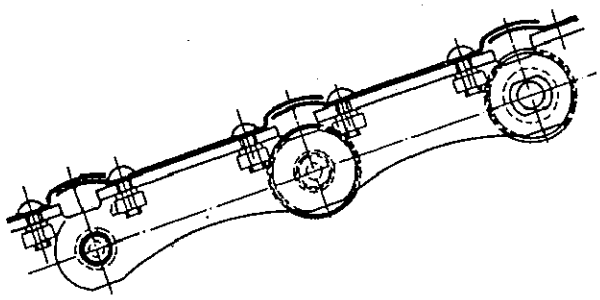


FIG. 2.2. — Estrado metálico de condutor de cana (Fives-Lille Cail).

Os estrados metálicos (fig. 2.2) são construídos com taliscas de aço, embricadas com uma extremidade arredondada, cilíndrica, situada sobre o eixo das roldanas, sobre as quais gira a corrente e que são colocadas nas duas extremidades dos eixos, reunindo e articulando os elos sucessivos. Este arredondamento permite a passagem sobre as rodas dentadas na cabeça e na base da corrente e dá-lhe a articulação necessária.

O estrado é geralmente sustentado por 2 correntes, nas moendas muito largas, às vezes 3.

POTÊNCIA

A potência média absorvida pelo condutor de cana abrange 2 expressões:

1.º A potência P_f necessária para vencer a fricção. Tem como valor:

$$P_f = \frac{(Q + K)f + Kf'}{60 \times 75} \times u\lambda \qquad (2.10)$$

P_f = potência necessária para vencer a fricção, em CV;

Q = peso da cana no condutor, em kg;

K = peso próprio da parte superior do condutor, em kg = peso da parte inferior = metade do peso total da parte móvel do condutor;

f = coeficiente de fricção de rolamento da parte superior, de cerca de 0,30;

f' = coeficiente de fricção de rolamento da parte inferior, de cerca de 0,15;

u = velocidade do condutor, em metros/minuto;

λ = coeficiente de cerca de 1,4 a 1,5, levando em conta a eficiência das engrenagens de transmissão.

Os valores atribuídos a f e f' levam em conta toda a fricção, assim como uma certa quantidade de roldanas que não rodam ou rodam mal. Da mesma maneira, cobrem a diferença entre os 2 rolamentos da parte superior, sobre todas as roldanas, e da parte inferior, sobre as polias loucas de grande diâmetro. Se a parte superior deslizasse, no lugar de rodar, seria necessário tomar: f = = 0,60. O coeficiente de fricção de rolamento teórico é de 0,15.

Os coeficientes 0,30 e 0,15 levam em conta a parte inclinada da esteira, a qual, em princípio, deveria ser calculada separadamente, considerando o co-seno e o seno do ângulo de inclinação. Mas a falta de precisão dos coeficientes de fricção dispensa este requinte.

A expressão:

$$\frac{(Q + K)fu}{60 \times 75}$$

representa a fricção da parte superior carregada.

A expressão:

$$\frac{Kf'u}{60 \times 75}$$

representa a fricção da parte inferior vazia.

De outro lado, tem-se:

$$Q = Z_c Lhd \tag{2.11}$$

Z_c = comprimento carregado do condutor, em metros (por medida de segurança tomar-se-á o comprimento total do condutor);

L = largura do condutor, em metros;

h = altura da camada de cana sobre o condutor, em metros;

d = densidade aparente da cana sobre o condutor (cf. fórm. 2.5);

h é dado pela equação (2.5). Mais simplesmente, teremos:

$$Q = \frac{1\,000AZ_c}{60u} \tag{2.12}$$

De outro lado:

$$K = \frac{Z_t}{2}(2p + p') \tag{2.13}$$

Z_t = comprimento total do condutor, em metros;

p = peso por metro de cada unidade da corrente de elos, em kg/m (supondo as taliscas do condutor como sendo sustentadas por 2 correntes);

p' = peso do estrado por metro de comprimento, em kg/m.

Tomar-se-á:

p = 18 a 30 kg/m, conforme o tipo da corrente;

p' = 40 a 50 kg/m por metro de largura, para um condutor com estrado metálico (portanto, 80 a 100 kg/m para um condutor com 2 m de largura, ou seja 40 a 50 kg por m² de estrado).

2.º A potência P_e necessária para levar a cana:

$$P_e = \frac{1\,000AH}{3\,600 \times 75} \cdot \lambda \tag{2.14}$$

P_c = potência necessária para conduzir a cana, em CV;

A = trabalho das moendas, em TCH;

H = diferença de altura entre o ponto mais alto do estrado, acima do esmagador, e a parte horizontal do estrado, no pátio, em m;

λ = coeficiente variável de 1,4 a 1,5, devido à eficiência das engrenagens de acionamento.

Finalmente:

$$P = P_e + P_f \tag{2.15}$$

P = potência média total necessária para o condutor, em CV.

Em primeira aproximação, pode-se calcular:

$$P = \frac{3Z_t + A}{20}\,\text{CV} \tag{2.16}$$

Z_t = comprimento total do condutor, em metros;
A = trabalho das moendas, em TCH.

A potência a ser instalada deveria ser bem mais elevada, ou seja:

$$P_t = \frac{3Z_t + A}{10} \text{ CV} \qquad (2.17)$$

SISTEMAS DE ACIONAMENTO

Atualmente, o acionamento do condutor de cana é sempre independente. Há 2 sistemas principais de acionamento:

A) Por motor a vapor.

B) Por motor elétrico.

Apesar de seu caráter arcaico e dos modelos um pouco toscos dos motores verticais adotados, o motor a vapor, até há pouco tempo, teve certa preferência por causa de sua maior possibilidade de variação de velocidade, contrastando com a pequena margem oferecida pela maioria dos motores elétricos. Porém, o motor elétrico retomou completamente seu lugar, depois de poder ser utilizado com acoplamento a um variador de velocidade total.

Acoplador com variação total de velocidade por correntes Foucault

A Sociedade "Elco", em Paris, e a firma "Heenan and Froude", na Inglaterra, oferecem acopladores ("Elcotron" para o modelo francês) para serem interpostos entre o motor elétrico e as engrenagens de acionamento, permitindo uma variação muito progressiva e flexível da velocidade do eixo de acionamento de 0 a 100% Já foram citados a propósito do acionamento das mesas alimentadoras (cf. p. 29). Um volante, ligado ao motor elétrico, gira livremente no interior duma bucha. Esta é ligada ao eixo de acionamento do condutor por meio de engrenagens ou correias. Por meio dum interruptor múltiplo pode-se fazer variar a intensidade das correntes de Foucault no volante. Com o aumento da intensidade, a bucha e o volante tornam-se cada vez mais aderentes. Assim podem-se obter todas as fricções relativas entre estas duas peças e, conseqüentemente, todas as velocidades desejadas.

Esta solução é flexível e adequada; seu custo não é excessivo. Pode ser utilizada não somente para a movimentação do condutor de cana, mas, também, para o acionamento das mesas alimentadoras e condutores auxiliares. Além do interruptor manual, este acoplador pode, também, ser controlado com um motor elétrico, por exemplo, com uma fase do motor da navalha. Assim, a velocidade do condutor diminui automaticamente quando a navalha é sobrecarregada e, por outro lado, aumenta, no caso inverso. Isto permite evitar engasgos na navalha e assegurar uma alimentação regular das moendas.

TENSÃO

A extremidade livre do condutor é provida dum dispositivo que permite regular a tensão da corrente. Como o acionamento se acha na cabeça do condutor e a resistência ao movimento é produzida por toda a parte superior car-

regada, a parte inferior será frouxa. É preciso controlar que não seja nem forte e nem fraca demais. Aliás, a tensão não precisa ser forte: a parte inferior pode formar pequenas curvas bastante pronunciadas entre as polias sustentadoras.

FORMA DA CABEÇA DO CONDUTOR

A navalha sempre deixa no fundo do condutor uma certa proporção de cana não picada. Esta cana forma uma espécie de camada entrelaçada no fundo do condutor, coberta por cavacos e pedaços de cana picada e que impede a cana de cair de maneira contínua.

Se um condutor de cana terminasse abruptamente, com o plano inclinado exatamente no topo da cabeça, a cana chegando à parte superior, faria primeiro um salto fora do condutor e depois cairia no chute do esmagador por cargas (fig. 2.3). A alimentação do esmagador seria irregular, defeituosa e descontínua.

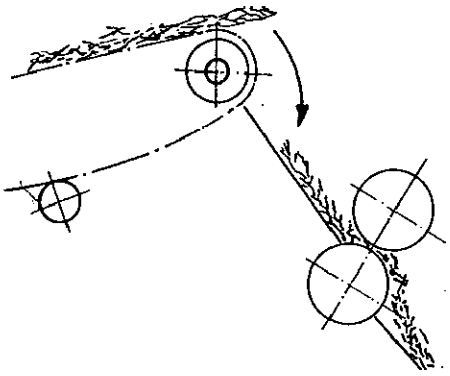


FIG. 2.3. — Influência da forma da cabeça do condutor de cana. Cabeça reta.

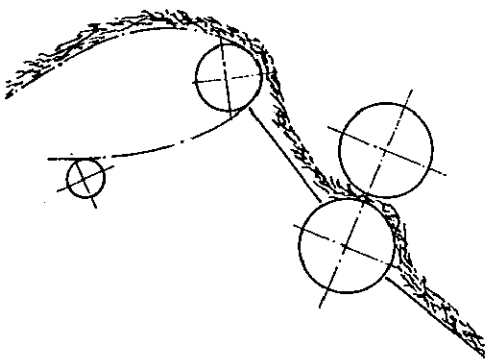


FIG. 2.4. — Influência da forma da cabeça do condutor de cana. Cabeça curva.

Para evitar este inconveniente, desenha-se a cabeça do condutor com uma curva progressiva, tangente no início do plano inclinado, de maneira que o estrado do condutor seja primeiro horizontal, depois em declive, até atingir quase o ângulo de deslizamento da cana (ou da cana picada). A cana continua a cair por cargas, mas estas cargas são menores e mais numerosas e os intervalos entre as quedas mais regulares. É até possível formar uma camada contínua de cana, do condutor ao esmagador (fig. 2.4).

Por isso, é preciso estudar cuidadosamente a forma da cabeça do condutor.

ELEVADORES DE CANA

Quando há falta de lugar, pode-se substituir a parte inclinada do condutor de cana por um elevador de cana. É um aparelho análogo, porém construído para erguer a cana seguindo um ângulo muito mais pronunciado (fig. 2.5). Neste caso, trata-se de cana picada, porque o elevador é sempre colocado depois de, pelo menos, uma navalha e, mais freqüentemente, depois de duas navalhas.

A inclinação pode, então, atingir até 60°; geralmente fica entre 35 e 40°. Porém, a partir de 22° o transportador não é mais um condutor comum e con-

vém instalar dispositivos, para que os pedaços de cana não deslizem: cantoneiras, garras, ganchos fixados nas taliscas e que ajudam a transportar a cana picada.

Estes elevadores apresentam quase todos os inconvenientes assinalados anteriormente: terminam de forma abrupta e seria muito difícil dar à cabeça um perfil adequadamente curvado.

Velocidade. — Em geral, os elevadores têm uma velocidade de 6 a 10 m/min. Escolher-se-á de preferência:

$$u = 0{,}3 \text{ a } 0{,}5\, v \qquad (2.18)$$

u = velocidade do elevador;

v = velocidade periférica média das moendas.

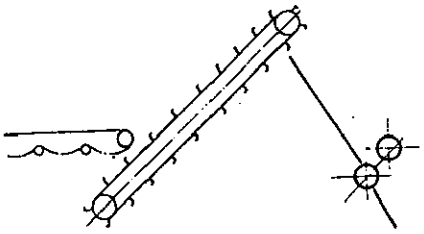


FIG. 2.5. — Elevador de cana.

Potência. — A potência necessária dos elevadores é calculada como para os condutores de cana. Todavia, como a inclinação não deve ser desprezada, a expressão P_f da fórmula (2.10) deverá ser multiplicada pelo co-seno do ângulo de elevação (e, conseqüentemente, reduzida nesta mesma proporção).

NIVELADORES

Chama-se "nivelador" de cana um aparelho cuja finalidade é regularizar a distribuição da cana no condutor e nivelar a camada a uma medida certa (fig. 2.6).

Não deve ser confundido com a 1.ª navalha, que regulariza a camada de maneira muito mais completa, cortando tudo que ultrapasse uma espessura determinada.

Descrição. — Um nivelador é formado por um eixo colocado através do condutor de cana, que possui braços curvados, girando de maneira que a ponta dos braços, passando perto do estrado do condutor, trabalhe em sentido oposto a este. Efetivamente, o nivelador gira (fig. 2.6) jogando a cana para trás, enquanto que a navalha gira geralmente (fig. 3.2) no sentido oposto, jogando para a frente os pedaços de cana picada.

Emprego. — Instala-se um nivelador quando a cana está muito emaranhada no condutor e a 1.ª navalha, regulada bastante baixo, sozinha não daria

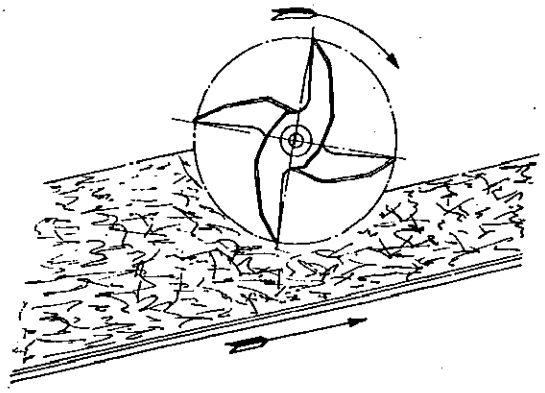


FIG. 2.6. — Nivelador.

conta. O nivelador é, portanto, um aparelho de baixo custo e secundário, colocado na frente da navalha e destinado a facilitar o trabalho desta. Desde que o uso da 2.ª navalha se generalizou, o nivelador quase não é mais empregado.

Velocidade. — Um nivelador deve girar a cerca de 40 a 50 rpm.

Regulagem. — Colocar-se-á o eixo a tal altura, que a ponta dos braços passe a uma distância do estrado do condutor levemente inferior à altura fornecida pela fórmula (2.5), na qual se tomará: $d = 125$ kg/m³.

Potência. — Um motor de potência:

$$P = 0{,}2A \qquad (2.19)$$

P = potência do motor do nivelador, em CV,

A = trabalho da usina, em TCH,

será geralmente suficiente para enfrentar as sobrecargas freqüentes, ocasionadas pela passagem das cargas de cana.

REGULAGEM AUTOMÁTICA DA VELOCIDADE

A maioria das usinas instala um sistema de regularização da alimentação de cana de seu tandem de moendas, ou adota um sistema oferecido para o mesmo fim por um fabricante de máquinas.

O sistema mais conhecido de regularização da tonelagem de cana é o "Autocane", fabricado pela Edwards Engineering Corporation.

É composto por um "apalpador", um motor hidráulico e aparelhos de controle.

O "apalpador" (fig. 2.7) é formado por várias hastes, cuja extremidade se apóia sobre a camada de cana picada depois da navalha e cuja outra extremidade gira, arrastando cada uma um eixo concêntrico, montado sobre a mesma haste. As variações da altura da camada são, assim, registradas e totalizadas, fornecendo um

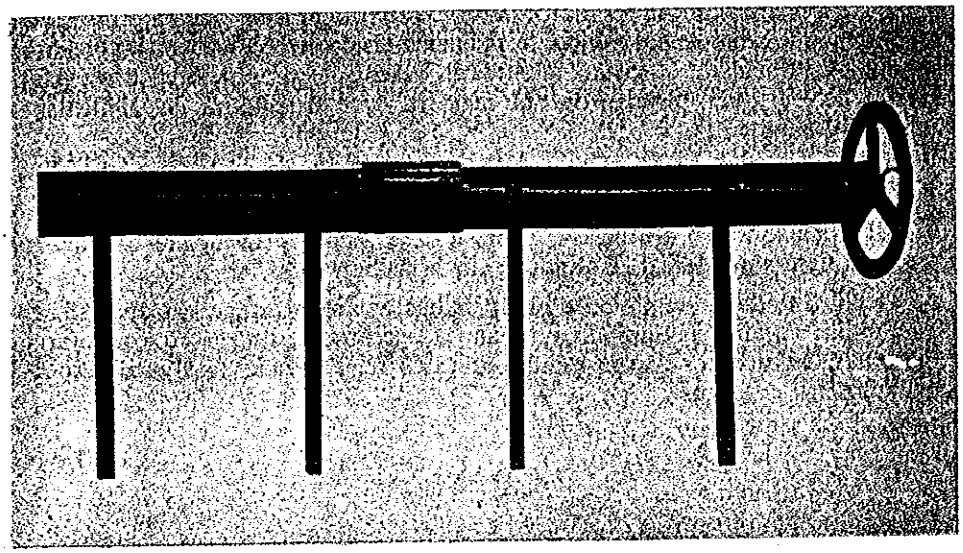


FIG. 2.7. — Alimentador automático. Apalpador (Edwards Eng. Corp.).

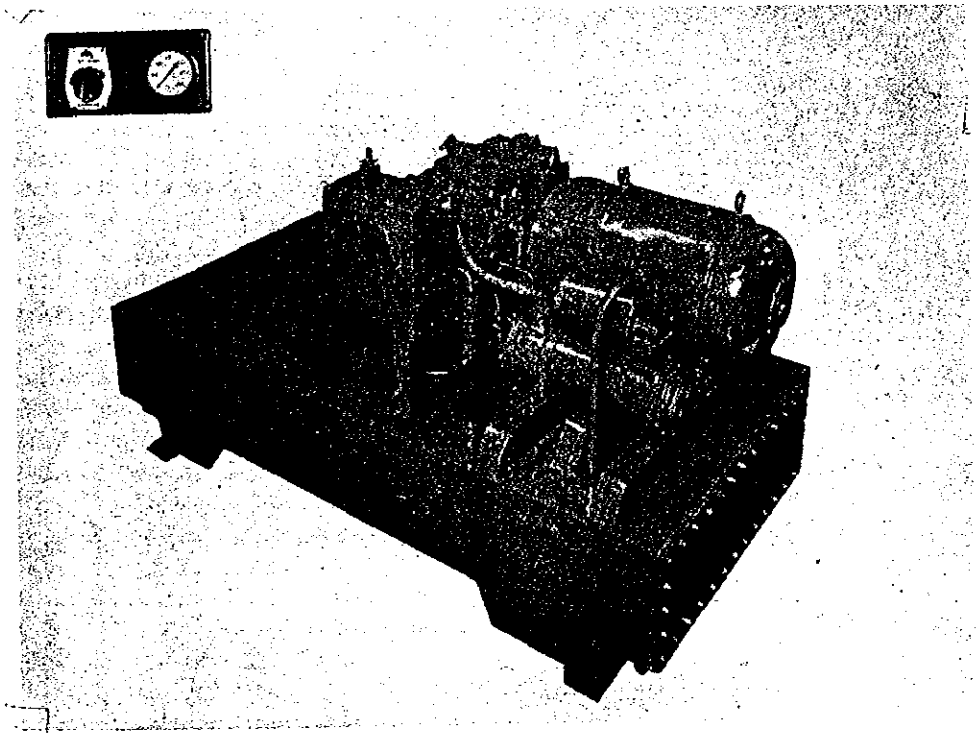


FIG. 2.8. — Alimentador automático. Grupo de aparelhos com motor, filtro, refrigerador, transmissão hidráulica, regulador de velocidade e reservatório de óleo (Edwards Eng. Corp.).

impulso, que é transmitido ao motor. Este faz funcionar uma bomba a óleo, cuja vazão comanda o motor hidráulico de acionamento do eixo de cabeça do condutor de cana. A velocidade é, assim, mantida inversamente proporcional à espessura da camada de cana picada, de tal maneira, que o volume de alimentação continue constante.

Os aparelhos de controle permitem ajustar a velocidade à tonelagem desejada. Esta tonelagem pode ser graduada entre 25 e 100% da capacidade máxima.

O "apalpador" só é utilizável sobre a cana picada proveniente da navalha. Dispondo dum shredder, o resultado é ainda melhor.

O alimentador automático e os aparelhos análogos asseguram uma alimentação mujto regular, permitindo eliminar o operário destinado ao condutor de cana e aumentam a tonelagem moída, graças à regularidade da alimentação e à supressão dos engasgos.

3

NAVALHA

OBJETIVO E UTILIDADE DA NAVALHA

A navalha não é um elemento indispensável na usina, considerando que esta poderia funcionar sem navalha. Antes de 1920, muitas usinas não a possuíam. Entretanto, proporcionou uma tal melhoria na alimentação, que hoje em dia nenhuma fábrica a dispensa. Para quem não a possuísse, a navalha se cobraria rapidamente.

Com efeito, não se consegue nunca regularizar completamente a alimentação do esmagador com canas inteiras. Com a instalação de um nivelador com braços sobre o condutor é possível obter uma camada de cana quase uniforme, porém esta camada atingirá o esmagador apenas por cargas sucessivas e a baixa densidade desta camada de cana por metro cúbico dificultará o trabalho do esmagador, o qual deve absorver tanta cana quanto possível num espaço de tempo dado.

Por outro lado, o metal do esmagador muitas vezes desliza sobre o córtex liso e ceroso da cana, provocando engasgos e interrupções breves ou prolongadas da alimentação, ou, simplesmente, vazão diminuída.

A navalha, pelo contrário, fornece a cana em pedaços muito curtos e pequenos. Enquanto as canas inteiras se apóiam umas sobre as outras, formando arcos e deixando vazios entre elas, estes pedaços se amontoam numa massa compacta, que escorre facilmente para o chute e o esmagador os agarra facilmente e absorve de maneira contínua.

Entre a cana inteira e a cana passada na navalha há a mesma diferença que entre um punhado de fósforos e um punhado de serragem de madeira. É fácil compreender a diferença entre estes dois estados duma mesma matéria. É demonstrada pelos seus pesos respectivos por metro cúbico:

Cana inteira mais ou menos emaranhada	125 a 150 kg/m³
Cana passada na navalha	250 „ 300 „

A navalha preenche portanto duas funções e apresenta duas vantagens:

1.º Aumenta a *capacidade* das moendas, transformando a cana numa massa compacta e homogênea, facilmente absorvida pelo esmagador.

2.º Aumenta a *extração* das moendas, rompendo o córtex da cana e facilitando assim sua moagem e extração do caldo.

Sob o ponto de vista de sua resistência à pressão, a cana pode realmente ser comparada a um longo cilindro, reforçado com divisões transversais (os nós). Por isso apresenta à moenda a mesma resistência que uma haste de bambu, da qual os intervalos entre os nós tenham sido preenchidos com uma polpa açucarada (a cana é, aliás, parente próxima do bambú; conseguiu-se cruzar estas duas plantas, obtendo híbridos). A polpa no interior destes cilindros justapostos será mais rapidamente atingida, se os cilindros forem abertos e o reforço de suas paredes rompido (fig. 3.1).

FIG. 3.1. — Estrutura da cana.

Todavia, a utilidade da navalha, considerando os dois pontos de vista precedentes, é muito desigual:

1.º Sob o ponto de vista da *capacidade*, nada pode substituí-la: sem navalha, o esmagador poderá pegar somente a quantidade que conseguirá absorver do volume emaranhado da cana inteira.

2.º Sob o ponto de vista da *extração*, pelo contrário o objetivo do esmagador e das moendas é precisamente o rompimento da cana e o esmagamento do córtex e da estrutura de seus nós. Assim, é possível substituir o efeito da navalha com um bom trabalho do esmagador e das moendas. Especialmente o aumento de rendimento obtido com uma navalha, sob este ponto de vista, é sensivelmente inferior ao aumento que se obteria com a instalação duma moenda suplementar.

Portanto, é principalmente para melhorar a capacidade das moendas que se instalará a navalha.

DESCRIÇÃO

Mostramos (fig. 3.2) uma navalha clássica.

É formada por um eixo grosso com secções hexagonais ou octogonais, montado sobre um rolamento e no qual são fixados suportes com 2 facas simétricas em relação a seu eixo. Se o eixo é hexagonal, o segundo suporte é desviado de 60° em relação ao primeiro, o terceiro de 60° em relação ao segundo e assim por diante.

De maneira que, havendo 36 suportes, a navalha será formada por 72 facas, repartidas de 12 em 12, em 6 semiplanos (ou 3 planos) axiais diferentes.

Para reduzir o passo e aumentar o número de planos de corte, fabricam-se, geralmente, os suportes de modo que as duas facas girem em 2 planos separados por um meio espaço. Isto duplica o número de planos de corte.

Vistas de frente, as 72 facas giram em 72 planos perpendiculares ao eixo, ou "planos de corte" e constituem o mesmo número de círculos de rotação.

Chama-se "passo" da navalha a distância média, tomada paralelamente ao eixo, separando dois círculos de rotação sucessivos.

As facas são removíveis, permitindo sua retirada para afiamento ou sua fácil substituição.

A fixação da faca sobre o suporte, de modo que o lado parafusado, o que recebe os choques, seja apoiado num rebordo ou num estribo largo, é preferível à maneira de fixação, na qual os choques são absorvidos por parafusos: neste último caso, o buraco dos parafusos torna-se oval, a faca tem jogo, acentuando o efeito dos choques e este buraco constitui, na faca, um lugar de resistência menor, sujeito a ruptura.

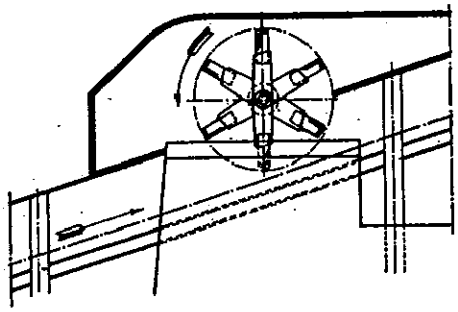


FIG. 3.2. — Navalha.

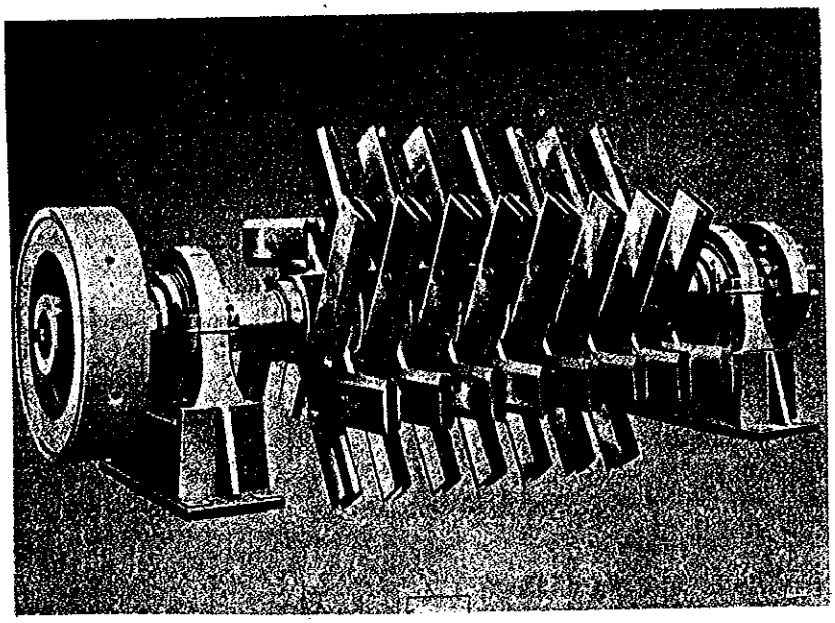


FIG. 3.2.*a*. — Navalha com facas gêmeas reversíveis (Fives-Lille Cail).

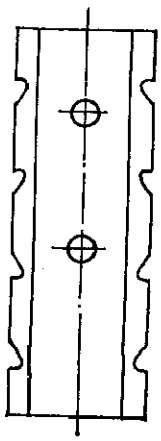
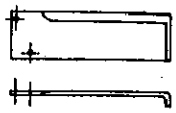
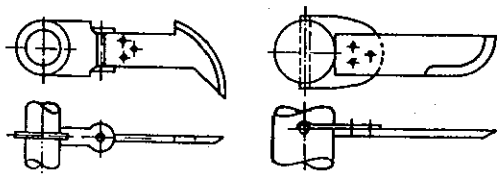


FIG. 3.2.*b*. — Faca reversível.



Mirrlees

FIG. 3.3. — Faca com ponta curva.



Goitla Ramsay

FIG. 3.4. — Facas com dobradiça.

Outras modalidades. — A partir deste tipo clássico, certos fabricantes de máquinas introduziram diversas modificações nos detalhes, dos quais os principais têm como finalidade:

a) Prolongar o tempo de trabalho das facas, diminuindo o desgaste do fio das lâminas.

b) Produzir um auto-afiamento das facas sobre o lado oposto ao cortante, tornando-as reversíveis (figs. 3.2 *a* e *b*).

c) Evitar que o desgaste diminua o comprimento das facas. Na faca com ponta curva Mirrlees-Watson (fig. 3.3), o raio de corte não é diminuído pelo desgaste, mas ainda obtém-se um efeito de corte transversal, graças à ponta curva, que se acrescenta ao efeito longitudinal da parte reta da faca.

d) Diminuir as conseqüências dos choques, montando a faca com dobradiça e obter, ao mesmo tempo, pequenos deslocamentos da linha de corte (fig. 3.4).

INFLUÊNCIA SOBRE O CONDUTOR DE CANA

Os antigos condutores de cana eram providos de taliscas de madeira. A adoção da navalha obrigou à instalação de condutores com taliscas metálicas, já que as taliscas de madeira se romperiam sob a navalha e a cana picada passaria nos intervalos entre as taliscas.

Mesmo com o estrado metálico, é preciso reforçar o condutor na passagem debaixo da navalha: coloca-se uma viga de reforço debaixo de cada trilho de rolamento das correntes e uma cantoneira-guia e suporte debaixo das extremidades das taliscas.

ACIONAMENTO DA NAVALHA

As navalhas podem ser acionadas por 3 tipos de motores:

1.º Máquina a vapor.
2.º Motor elétrico.
3.º Turbina a vapor.

1.º Acionamento por máquina a vapor

Nos países franceses, este acionamento é, habitualmente, efetuado por meio de máquinas a vapor verticais rápidas com 2 cilindros, tipo Larbodière (fig. 3.5). São máquinas excelentes, muito seguras e robustas. São providas dum

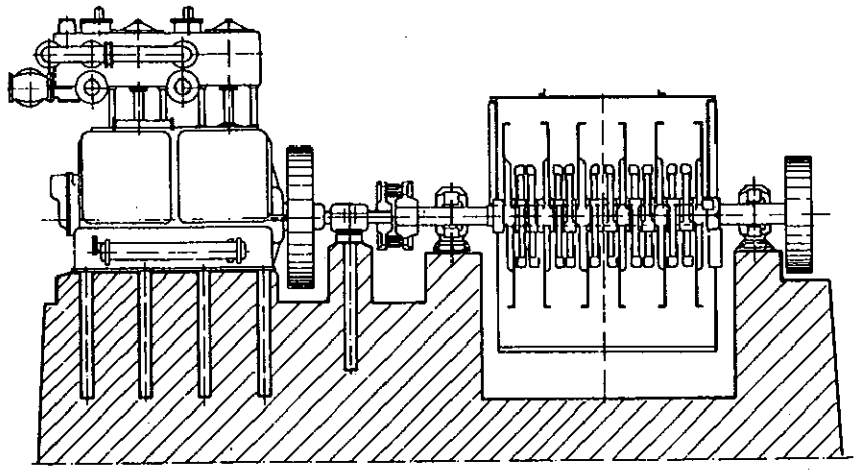


FIG. 3.5. — Navalha. Acionamento por máquina a vapor (Fives-Lille Cail).

regulador, que as mantém com velocidade tão constante quanto as variações brutais de carga o permitem.

Em países ingleses, a máquina clássica é a Belliss and Morcom.

2.º Acionamento por motor elétrico

Este acionamento se efetua por motores de indução com rotor de bobinas com anéis, com ou sem levantamento das escovas (fig. 3.6).

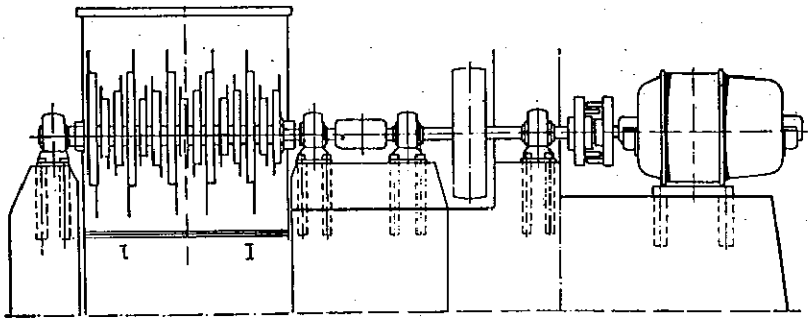


FIG. 3.6. — Navalha. Acionamento por motor elétrico (Fives-Lille Cail).

3.º Acionamento por turbina a vapor

Este acionamento é o mais apropriado (fig. 3.7). Permite uma margem de variação de velocidade. É, porém, de custo elevado; o preço da turbina ultrapassa, às vezes, o dobro do preço do motor elétrico. De outro lado, necessita dum operário especial ou, no mínimo, duma vigilância parcial. Assim, geralmente, só é empregado para as grandes moendas, acima de 150 TCH.

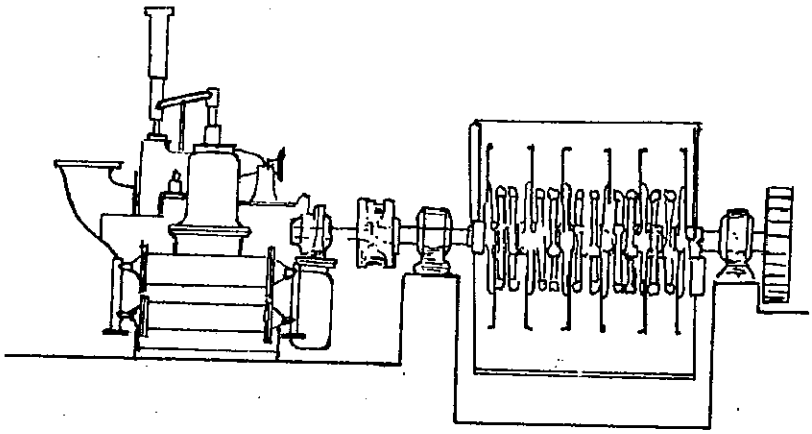


FIG. 3.7. — Navalha. Acionamento por turbina a vapor (Fives-Lille Cail).

Sob o ponto de vista da transmissão de acionamento, distingue-se:

1.º O acionamento por correia.

2.º O acionamento direto por acoplamento flexível.

1.º Acionamento por correia

Este sistema tinha por objetivo principal, evitar ao motor da navalha cargas grandes demais. Em casos de sobrecarga, a correia caía.

Na realidade, esta vantagem é bastante pequena e, muitas vezes, é tão incômodo ter que recolocar uma correia caída, como substituir uma faca quebrada. Ainda mais, tratando-se dum pedaço de ferro passando no meio da cana, a correia cai, mas a faca quebra assim mesmo na maioria dos casos. A única vantagem é que, com a moenda parada, pode-se achar mais facilmente a faca e o pedaço de ferro ou, ainda, o operário do esmagador alertado, pode, mais simplesmente, perceber sua queda no chute.

2.º Acoplamento flexível

Hoje em dia, prefere-se o acionamento direto por acoplamento flexível. A navalha é ligada diretamente ao eixo do motor, por simples interposição dum dispositivo, relativamente flexível, constituído por um cabo enrolado alternativamente sobre as saliências respectivas de 2 discos, um sobre o eixo do motor, o

outro sobre o eixo da navalha (fig. 3.8). Este dispositivo é muito mais simples e econômico e é perfeitamente satisfatório se a potência do motor foi prevista com suficiente largueza.

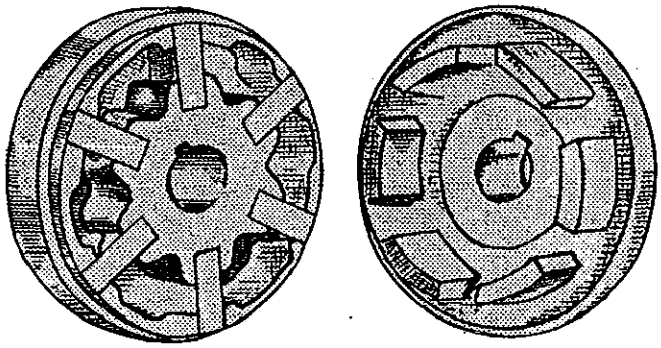


FIG. 3.8. — Acoplamento flexível.

A correia é usada apenas para ligar entre si 2 navalhas vizinhas.

PASSO

Como já foi dito, o passo da navalha é o intervalo que separa os círculos de rotação ou os planos de corte de duas facas sucessivas.

O passo mais freqüente é de 50 mm. Quando se moem canas finas e duras, como era e ainda é o caso na África do Sul e, principalmente, quando as canas se apresentam paralelamente ao condutor, diminui-se, às vezes, o passo até 20 mm.

NÚMERO DE FACAS

O passo determina o número de facas. Na suposição de que cada faca gire num plano distinto, tem-se:

$$N = \frac{L}{p} - 1 \qquad (3.1)$$

N = número de facas da navalha;

L = largura do condutor de cana, em mm;

p = passo da navalha, em mm.

Quando esta fórmula fornece um número N ímpar, adota-se sempre o número par imediatamente inferior: o intervalo entre as duas facas extremas e as partes laterais do condutor será, assim, superior ao passo.

REGULAGEM

A regulagem duma navalha é o intervalo r deixado entre o círculo descrito pela extremidade das facas e o plano apoiado sobre as partes mais salientes do estrado do condutor de cana (fig. 3.9).

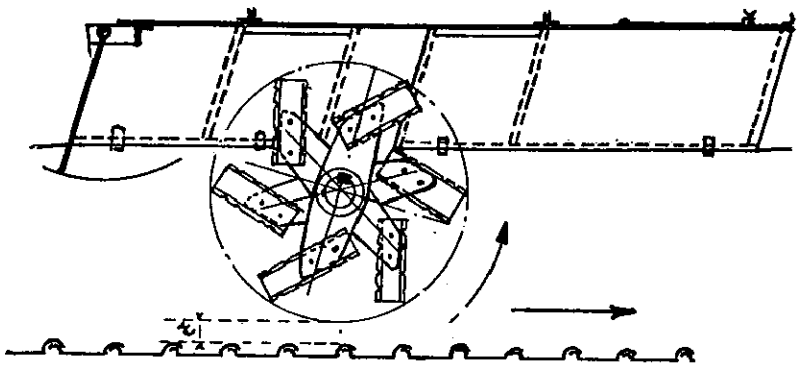


FIG. 3.9. — Regulagem da navalha.

A regulagem é um fator importante no trabalho da navalha. Dela depende a proporção de cana cortada e, conseqüentemente, numa certa medida, a eficiência da navalha.

A regulagem pode ser obtida fazendo subir o quadro de suporte inteiro do condutor de cana, colocado debaixo da navalha. É, porém, preferível modificá-lo, deslocando a navalha e seu motor sobre trilhos horizontais. Como a navalha se encontra (precisamente para este fim) sobre a parte inclinada, pode-se fixar à vontade a regulagem desejada.

Pode-se também obter a regulagem colocando calços debaixo da navalha e de seu motor.

PROPORÇÃO DE CANA NÃO PICADA

É obtida imediatamente:

$$i = \frac{r}{h} \times 100 \qquad (3.2)$$

i = peso de cana não picada, % em relação ao peso total;
r = regulagem da navalha, em mm;
h = altura da camada de cana, em mm.

Lembremos que h é dada em metros pela equação (2.5):

$$h = \frac{1\,000A}{60uLd} \qquad (3.3)$$

A = trabalho das moendas, em TCH;
u = velocidade do condutor de cana, em metros/minuto;
L = largura do condutor em metros;
d = peso por m³ da cana, antes da navalha, em kg/m³:

d = 150 kg/m³ (cana emaranhada);
d = 175 „ („ paralela);
d = 300 „ („ picada, no caso da 2.ª navalha).

Estes valores de d são superiores àqueles indicados na fórmula (2.5), porque na realidade se trata da densidade por ocasião da passagem pela navalha e de que esta, batendo sobre a cana, compacta-a sobre o estrado do condutor.

A proporção de cana picada, evidentemente, é:

$$k = \frac{100 - i}{100} \qquad (3.4)$$

Não é fácil determinar com precisão a velocidade média u do condutor de cana. O melhor método é medir o comprimento total do condutor, marcar com tinta um elo ou uma talisca e cronometrar o tempo gasto por este elo para voltar ao mesmo ponto, por exemplo, na cabeça do condutor, defronte a uma marca feita para este propósito. Se o comprimento total desenvolvido pelo condutor é Z_t, e a talisca marcada leva t minutos para percorrê-lo, a velocidade média será:

$$v = \frac{Z_t}{t} \text{ metros/minuto} \qquad (3.5)$$

É bom adotar a média de 3, 5 ou 10 voltas completas.

SENTIDO DE ROTAÇÃO

O costume geral é fazer girar a navalha de tal modo que as facas, quando de sua passagem inferior perto do estrado do condutor, girem no sentido correspondente ao do avanço do condutor (figs. 3.2 e 3.9).

Entretanto, certas usinas fizeram, algumas vezes, girar a navalha em sentido inverso. Isto só é possível quando é instalada num nivelador com alta regulagem (15 cm, no mínimo). A potência necessária é, então, bem mais elevada, de cerca de 50%, porém a preparação da cana é bem melhor.

Este método raramente é adotado.

FACAS

As facas devem ser de aço especial. Fives-Lille Cail as fornece em aço com cromo-tungstênio-vanádio, podendo dar $R = 210$ kgf/mm² ao corte e uma dureza Rockwell de 57 – 58.

Suas facas retas medem: 500 × 155 × 16 mm.

EQUILÍBRIO

Uma navalha deve ser bem equilibrada. Para evitar um desequilíbrio, quando se monta novamente uma navalha no começo da safra, ou após afiamento, é conveniente pesar as facas e reparti-las de 2 em 2, para montar sobre cada suporte 2 facas opostas de peso aproximadamente igual.

Da mesma maneira, quando se troca uma faca, é preciso tirar as duas facas opostas e substituí-las por 2 novas, ou usadas, de peso igual.

MANUTENÇÃO

Um operário deve ser designado como encarregado de inspecionar a navalha a cada semana, quando da parada semanal, para verificar se não há porcas soltas, faca com jogo, com furo oval ou trincada, para ser trocada.

MODO DE UTILIZAÇÃO DA NAVALHA

Maxwell (*Modern Milling of Sugar Cane*, p. 60) distingue 2 categorias de navalhas, conforme o trabalho que devem desempenhar:

1.º A navalha *niveladora*, que deve principalmente regularizar a camada de cana. Trabalha com uma regulagem alta, deixando, conseqüentemente, uma grande proporção de cana não picada.

2.º A navalha *cortadeira*. Este segundo efeito só se obtém instalando 2 navalhas: uma, na parte baixa do plano inclinado do condutor, trabalharia como 1.ª navalha niveladora; a outra, logo em seguida, ou na cabeça do condutor, teria como função completar o corte integral da cana e seria regulada mais baixa (fig. 3.10).

Acreditamos que esta distinção pode parecer um pouco artificial. Uma única navalha efetua trabalhos consideravelmente mais importantes que a simples nivelação da camada: ela acomoda a cana com pedaços picados, cobrindo-a e preenchendo seus intervalos, facilitando a pega do esmagador. Muitas navalhas únicas são empregadas com uma regulagem tal, que são, na realidade, cortadeiras em toletes.

Finalmente, pensamos que a distinção acima só possui real significado quando se trata da caracterização dos papéis respectivos de 2 navalhas que trabalham sobre um mesmo condutor. Neste caso, ela é bastante justa.

Mas, em se tratando de navalha única, é preciso considerar isto mais como uma maneira interessante de classificar seu trabalho, conforme uma regulagem

adotada, do que considerá-la unicamente como 1.ª navalha niveladora em todos os casos e todas as circunstâncias.

Na realidade, a navalha é sempre um compromisso entre as 2 funções distinguidas por Maxwell: é automaticamente niveladora, mas, ao mesmo tempo, preenche o papel de cortadeira em toletes, na medida do possível.

A SEGUNDA NAVALHA

Vimos toda a importância duma navalha, tendo em vista sua influência favorável sobre a alimentação e a capacidade das moendas. Porém, a maioria das usinas possui, hoje em dia, 2 navalhas. É esta segunda navalha útil e justificada?

É certo que a segunda navalha está longe de apresentar um resultado tão espetacular como o da primeira, porém, completa-a utilmente. Com efeito:

1.º Sob o ponto de vista da extração, após várias experiências, o aumento de rendimento devido à segunda navalha é fraco e difícil de identificar.

2.º Sob o ponto de vista da capacidade, seu efeito é bastante real, se bem que sensivelmente menor que o da primeira. De modo aproximado, pode-se contar:

	sem navalha	*com 1 navalha*	*com 2 navalhas*
Capacidades relativas	1	1,15	1,20

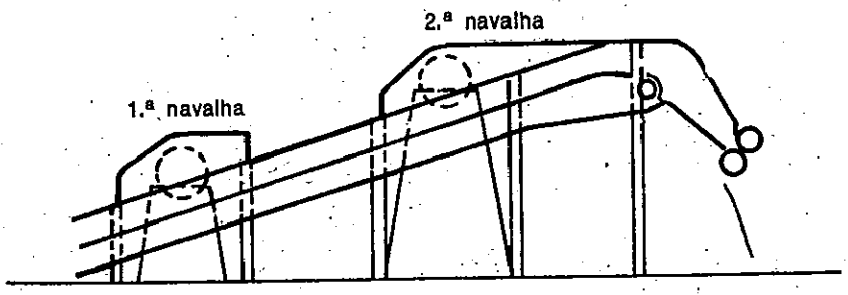


FIG. 3.10 — Instalação de duas navalhas.

Exprimindo de maneira diferente, a primeira navalha traz um aumento de rendimento de cerca de 15%, a segunda acrescenta um aumento de 4 a 5%. O aumento é bem menor, porém, levando-se em consideração o custo da aquisição e manutenção duma navalha, ainda é bastante compensador. A segunda navalha é, principalmente, útil, quando a moenda é curta, porque então é conveniente fornecer às moendas pedaços de cana muito bem preparados, para poder extrair o máximo a partir dos primeiros ternos. Maxwell (p. 127) a desaconselhava para moendas a partir de 5 ternos (ou 15 rolos); pelo contrário, pensava que, com 4 moendas (12 rolos) e menos, a navalha era útil. Pensamos que, se estas linhas, datando de 1932, tivessem sido escritas 30 anos mais tarde, a conclusão teria sido diferente e as duas navalhas recomendadas para todos os casos.

Mário Cesar Gomes Martins
Instrumentista

A TERCEIRA NAVALHA

A usina "Bois-Rouge", em Bourbon (Ilha da Reunião), que mói 100 TCH, possui 3 navalhas, movidas e dispostas da seguinte maneira:

Navalha	*Número de facas*	*Passo*	*Velocidade em rpm*	*Regulagem*	*Potência nominal*	*Potência média necessária*
1.ª	32	50 mm	480	300 mm	175 CV	75 CV
2.ª	32	50 „	480	10 „	175 „	100 „
3.ª	80	21 „	640	5 „	340 „	120 „

A instalação da terceira navalha é discutível: não acrescenta um aumento de capacidade sensível, seus partidários, porém, afirmam que constitui uma segurança na obtenção e regularidade duma alta extração. Seu efeito é, muitas vezes, comparado ao dum shredder. Seria indicada principalmente no caso de extração por difusão, já que a massa de cana picada, fornecida por 3 navalhas sucessivas, permite uma melhor circulação do líquido, que uma camada fornecida por 2 navalhas e 1 shredder.

VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

A velocidade de rotação duma navalha varia de 400 a 720 rpm. A velocidade mais freqüente é de 500 rpm. Na África do Sul (ISJ, janeiro 1948, p. 14) varia de 500 a 700, tendo como média 600 rpm.

Fletcher considera que a velocidade ótima se situa entre 500 e 600 rpm, que velocidades superiores não dão resultados melhores e que a quebra de uma ou duas facas é o suficiente para desequilibrar a navalha; ocasiona um transtorno tanto mais grave quanto a velocidade é mais elevada.

Em certos países, a velocidade teria sido aumentada até 1 200 rpm. Neste caso, pode-se pensar que deve ter sido obtida uma cana bem mais picada. Com tais velocidades, porém, o desgaste das facas deve ser muito rápido, a potência necessária considerável e os acidentes mais sérios e freqüentes.

Recomendamos 500 rpm para a 1.ª navalha e 600 para a 2.ª, ficando subentendido que, se por um motivo de homogeneidade for preferível adotar a mesma velocidade para as duas, não haverá nenhum inconveniente, pode-se escolher uma ou outra.

POTÊNCIA

A potência necessária para uma navalha depende:

1.º Da tonelagem da cana.

2.º Dá fibra da cana.

3.º Do caráter mais ou menos resistente da textura desta fibra.

4.º Da proporção de cana realmente picada, isto é, da regulagem.

5.º Do número de facas.

6.º Da velocidade de rotação.

7.º Do raio do círculo de corte.

8.º De diversos fatores variáveis: fricções, lubrificação, facas mais ou menos cegas etc.

Estes últimos fatores escapam a uma medida precisa e também não é mais fácil aquilatar os três precedentes e, pois, mesmo passíveis de medição, sua influência é variável e incerta. Paradoxalmente, o número de facas parece ter muito pouca influência. Nicklin, da Austrália, (QSSCT, 34.º, p. 174) cita uma navalha com 70 facas, a qual, em condições análogas, exigia menos potência por tonelada de cana do que uma outra com 36 facas. Será suficiente, desta forma, reportar a potência em relação à tonelagem, que constitui o fator mais importante.

Fletcher calcula normalmente:

— 1.ª navalha niveladora	1,5 a 2 CV/TCH
— Navalha cortadeira	2,5 „ 3 „

Maxwel cita (p. 305) para Java:

— 1.ª navalha niveladora	10 a 15, em média 12 CVI/TFH [1]
— 2.ª navalha cortadeira	15 „ 25, „ „ 20 „
— Jogo duplo de navalhas	25 „ 35, „ „ 30 „

Os australianos mencionam (QSSCT, 31.º, p. 77):

— 1.ª navalha	3 a 7 CV/TFH
— 2.ª „	4 „ 8 „
— As duas navalhas juntas	7 „ 15 „

Mais recentemente (QSSCT, 34.º, p. 180), eles constataram a enorme diferença entre a potência necessária, quando a cana é entregue em toletes, oriundos duma colhedeira em toletes, em relação à potência habitual, exigida para a cana inteira. Esta diferença é, evidentemente, mais marcada para a 1.ª navalha do que para a 2.ª. Relatam:

QUADRO 3.1

Potência das navalhas em Queensland

	Cana inteira			*Cana em toletes*		
	P_m	P_M	P_t	P_m	P_M	P_t
1.ª navalha	1	4,2	2,4	0,4	1	0,6
2.ª „	1,1	4,4	2,5	0,6	1,6	0,9

1. As abreviações TCH e TFH, sendo de uso constante na profissão, foram utilizadas nesta obra. Significam, respectivamente, "toneladas de cana por hora" e "toneladas de fibra por hora".

P_m = potência média necessária, em CV/TCH;
P_M = potência do ponto máximo, em CV/TCH;
P_i = potência a instalar, em CV/TCH.

Este quadro é baseado no princípio de que um motor elétrico pode fornecer, durante 15 segundos, uma potência igual a 1,75 vezes sua potência nominal.

No que diz respeito à potência média, pode-se calcular, geralmente, por navalha cerca de 10 a 15 CV por TCH, ou, mais simplesmente, ainda 1 a 2 CV por TCH. Veremos mais adiante a potência a ser instalada (p. 57).

Influência da regulagem

Constatamos, algumas vezes, que os contramestres pensam que, diminuindo a regulagem à metade, passando por exemplo de 10 a 5 cm, a potência necessária será o dobro. Porém, a regulagem intervém somente pela penetração das facas na camada de cana. Se esta é de 60 cm, uma regulagem de 15 cm ($h-r$ = 45 cm) exigirá, além da potência a vazio, uma potência cerca de 50% maior que a de uma regulagem de 30 cm ($h-r$ = 30 cm).

Influência do desgaste

À medida que as facas ficam cegas, a potência necessária aumenta. Na Austrália (QSSCT, 31.º, 1964, p. 78) constatou-se, nas navalhas cujas facas eram afiadas no domingo, um aumento de 11 a 17% da potência necessária entre a segunda-feira e a sexta-feira.

Variação da potência

É suficiente ficar ao lado duma navalha em movimento, com motor elétrico, provida dum amperímetro, para perceber as variações contínuas e brutais da potência necessária.

Os valores médios indicados correspondem à soma de valores instantâneos, que vão de um pouco mais da metade até um pouco mais do dobro, conforme a densidade do carregamento da parte do condutor de cana que chega à navalha. Uma carga de canas paralelas provocaria o desligamento da chave automática, se o guindaste a depositasse diretamente no condutor.

REGULAGEM AUTOMÁTICA DA VELOCIDADE DO CONDUTOR

Para evitar:

a) Os inconvenientes duma variação excessiva do peso da cana chegando à navalha,

b) a irregularidade na alimentação das moendas,

c) os engasgos na navalha e as paradas para desobstruí-la, a maioria das usinas interpõe um acoplador do tipo "Elcotron" entre o condutor e seu motor (cf. p. 37) e o ligam a uma das fases do motor da 1.ª navalha, por exemplo. Assim, o condutor diminui a velocidade quando esta navalha é sobrecarregada e lhe dá o tempo de cortar a carga de cana, regularizando a repartição da cana picada no condutor: desta forma, a 2.ª navalha suporta uma sobrecarga muito menor, o que também ajuda a regularizar o trabalho.

Potência a ser instalada

Por causa das importantes variações constatadas na alimentação das navalhas, a potência a ser prevista para seu motor deve ser bem superior à potência média calculada.

Desejando obter toda a margem de regulagem, é bom instalar:

30 CV por TFH para as usinas moendo menos de 5 TFH,
25 „ „ „ „ „ „ „ mais „ 6 „
20 „ „ „ „ „ „ „ „ „ 20 „

adotando 150 CV para as usinas moendo 5 a 6 TFH e 400 CV para as usinas moendo 16 a 20 TFH.

Quando se instalam 2 navalhas sucessivas, uma potência instalada igual a 4/5, aproximadamente, dos valores precedentes, será suficiente.

Na Africa do Sul (43.°C. SASTA, p. 177) instalam-se cerca de 22 CV/TFH por navalha.

Muitas usinas porém, instalam uma segunda navalha muito mais possante que a primeira, estando a potência dos motores na proporção de 2 a 3, por exemplo. A potência, porém, não necessita ser diferente e continua igual ao dobro do valor assinalado acima. Tudo depende do trabalho exigido de cada uma das navalhas: uma segunda navalha possante pode, perfeitamente, recuperar o trabalho insuficiente de uma primeira navalha antiga, lenta e com pequeno número de facas. Às vezes, observa-se o inverso, quando se obtém o maior efeito na primeira navalha.

Contudo, é possível ligar entre si as 2 navalhas por uma correia, com a condição de que as polias de movimentação correspondam às rotações respectivas dos 2 motores. Esta disposição lógica permite aos 2 motores ajudarem-se, no momento em que um recebe uma sobrecarga; permite, ao mesmo tempo, instalar motores com uma potência 25% inferior. Recomendamos esta disposição cada vez que a distância entre as duas navalhas a permite. Um só motor para uma das duas navalhas é suficiente.

Assim, há muita flexibilidade nesta instalação. Pode-se, perfeitamente, baixar a 10 e 15 CV/TFH da potência nominal dos 2 motores sucessivos, sem prejudicar muito o efeito desejado.

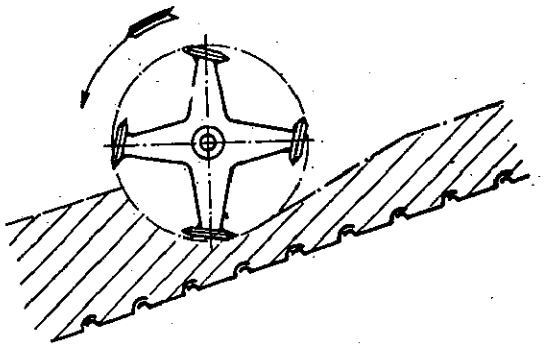


FIG. 3.11. — Navalha com lâminas horizontais.

À falta de uma indicação melhor, as potências necessárias dos 2 motores deverão estar na relação de 0,8 a 1, quando se deseja diminuir o esforço da correia (QSSCT, 31.°, 1964, p. 79).

NAVALHA COM LÂMINAS HORIZONTAIS

É uma navalha que explora, porém de maneira bem mais completa, a mesma idéia das facas

com ponta curva. No lugar dos círculos de corte justapostos, o fio das facas descreve um cilindro de corte (fig. 3.11). Foi idealizado principalmente para países como Java, onde a cana chega ao condutor em feixes longitudinais, que se apresentam de ponta para a navalha. Calcula-se cerca de uma dúzia de facas por metro de largura do condutor. Na maioria das vezes são dispostas em 2 planos perpendiculares, ou 4 semiplanos com 90°.

Este tipo de faca não se difundiu.

REGULAGEM A ADOTAR PARA 2 NAVALHAS

A ocorrência de 2 navalhas é muito mais freqüente. Instala-se então a 1.ª com uma regulagem alta e escolhe-se para este trabalho de nivelador uma navalha com passo bastante grande, 50 mm geralmente, a qual tem, portanto, um número pequeno de facas e gira a 500 rpm, às vezes, a 600.

Pelo contrário, a 2.ª navalha é regulada mais baixa, isto é, por exemplo, a 50 mm do fundo do condutor, mais freqüentemente a 25 mm, às vezes, a 10 mm. Sua rotação é de 500 rpm, porém, de modo mais freqüente, de 600, às vezes, 700 rpm. É munida de mais facas, o passo pode diminuir a 25 mm e mesmo a 22 ou 20 mm.

A regulagem adotada para a 1.ª navalha deverá ser de cerca de 1/4 da altura da camada de cana.

DENSIDADE APARENTE DA CANA PREPARADA, APÓS A PASSAGEM NAS 2 NAVALHAS

Esta densidade é dada por Kerr (Conferência em Maurício, 23 de setembro de 1957) como sendo de cerca de 475 a 500 kg/m³. É um valor correspondente a uma excelente preparação. Em Bourbon, é apenas de cerca de 300 kg/m³.

4

SEPARADORES MAGNÉTICOS

Nem sempre se leva suficientemente em conta o número e o peso dos pedaços de aço e ferro fundido que passam numa moenda durante uma safra.

Os objetos mais freqüentes são: pedaços de facas das navalhas, ganchos com desengate automático das amarras, pedaços de amarras, chaves inglesas,

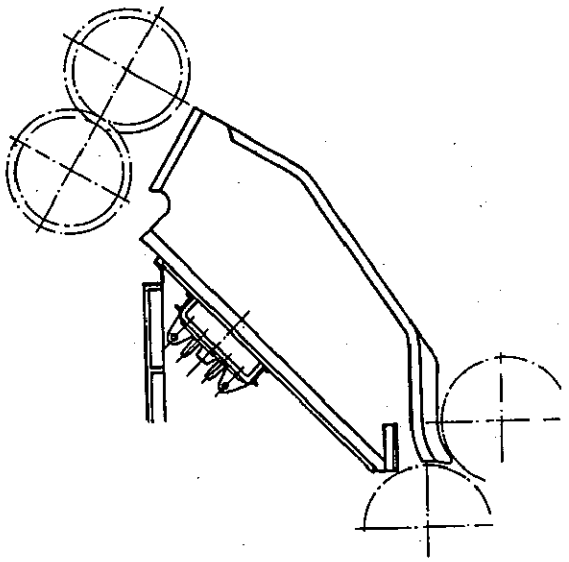


FIG. 4.1. — Separador magnético (corte).

ferraduras, porcas. Os pedaços de ferro fundido ou de aço especial são os mais perigosos. Às vezes, o encarregado da moenda percebe-os pelo barulho, quando caem no chute, ou pelo deslizamento do esmagador ou da 1.ª moenda. Pára-se então a moenda para procurar e retirar o corpo estranho.

Percebendo-o a tempo ou não, e, evidentemente, sobretudo, no último caso, estes acidentes custam caro. Principalmente quando há destruição do comprimento de uma ou várias ranhuras, percebe-se a perda sofrida pelo cálculo do valor de 1 mm de espessura ou de 1 cm^3 de metal sobre um rolo. Durante a entressafra os rolos são, muitas vezes, torneados para reconstituir as ranhuras e, nesta operação, ainda se perdem vários milímetros do diâmetro, os quais se adicionam àqueles perdidos pelo desgaste normal, pois é preciso aprofundar as ranhuras de acordo com a superfície do rolo que foi estragada.

Para evitar estes inconvenientes procura-se eliminar os pedaços de ferro. Sua proporção pode ser reduzida tomando precauções no carregamento e no descarregamento, exigindo uma grande limpeza no pátio e inspecionando o aperto dos parafusos nas correntes e navalhas. A melhor garantia é, porém, a instalação dum separador magnético.

DESCRIÇÃO

É um eletroímã que ocupa toda a largura do chute que vai ao esmagador. Atrai e retém os pedaços de ferro que passam pelo seu campo de ação (figs. 4.1 e 4.2).

Há dois tipos principais:

1.º Os separadores magnéticos planos, colocados atrás da chapa do fundo do chute (fig. 4.1). Alguns possuem 4 faces e giram automaticamente um quarto

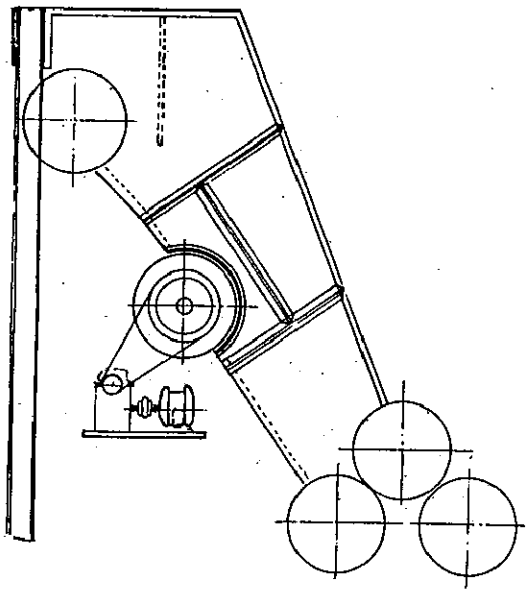


FIG. 4.2. — Separador magnético cilíndrico.

de volta a cada quarto de hora. A face, que constitui uma parte do fundo do chute, vira bruscamente para baixo, a corrente magnética se desliga e ela solta para uma caixa colocada em baixo, os pedaços de ferro atraídos. É substituída, na chapa do fundo do chute, pela outra face, que recebe, imediatamente, a tensão magnética.

2.º Os separadores cilíndricos, com saliências no chute (fig. 4.2). Têm a forma dum cilindro, de 900 mm de diâmetro, aproximadamente, cujo eixo é situado ao nível do fundo do chute. Na frente da chapa observa-se, assim, um meio cilindro saliente, cortando o trajeto da cana em sua queda. A cana cai da cabeça do condutor sobre este meio cilindro e de lá sobre o esmagador. O separador cilíndrico gira lentamente e larga os pedaços de ferro, depois que passaram a chapa do fundo.

Nos dois modelos, todas as peças exteriores são de cobre, alumínio ou outro metal amagnético, assim como as chapas do fundo e as laterais vizinhas.

O segundo modelo ocupa mais espaço: necessita de 1 m a 1,200 m de chute acima dele, e 1,800 m a 2 m abaixo dele. A chapa do fundo do chute mede, portanto, de cima para baixo: 1 100 + 900 + 1 900 = 3 900 mm. Apesar disso, este separador corta a queda, cujo comprimento é um elemento importante (cf. p. 93). A queda propriamente dita, limita-se ao espaço entre o separador e o rolo de entrada (fig. 6.5).

De outro lado, é difícil assegurar a vedação da parte inferior do cilindro magnético, quando de sua passagem junto ao chute; as barras entre as placas imantadas arrastam uma grande quantidade de cana picada, apesar das faixas flexíveis, colocadas como juntas. É preciso recuperar a cana picada e mandá-la de novo no condutor.

Por outro lado, este modelo cilíndrico é mais eficiente, já que os pedaços de ferro não podem escapar facilmente do campo magnético do ímã, quando caem na parte superior do meio cilindro.

Os dois modelos não podem ser instalados sobre um chute com inclinação superior a 55º, sem perder toda a eficiência. Assim, não é possível instalar um

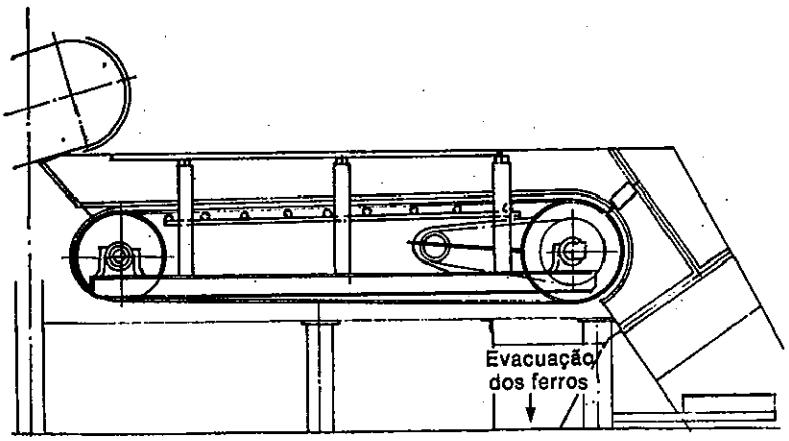


FIG. 4.3. — Separador magnético sob condutor auxiliar rápido próprio.

separador sobre um chute fechado. Por causa destes dois últimos motivos, o uso do separador magnético se restringe praticamente a Queensland.

Este inconveniente pode ser remediado, proporcionando ao separador magnético um condutor auxiliar rápido, próprio, instalado antes do chute do esmagador (fig. 4.3).

EFICIÊNCIA

Não se pode contar com uma eliminação completa. Certos pedaços de ferro escapam ao eletroímã, porque se acham na parte superior da camada de cana ou porque estão em seu meio e, assim, são empurrados pela cana que vem a seguir.

Tromp avalia a eficiência média em aproximadamente 65 a 75%. Porém, como principalmente os pedaços grandes, que mais danos causam, são retidos, a eficiência financeira é bem superior à eficiência com relação ao peso. Normalmente, pode-se calcular que o separador magnético evita cerca de 80% dos danos que seriam causados à superfície dos rolos, sem seu uso.

ASPECTO ECONÔMICO

O separador magnético é de custo elevado, porém consome pouca energia e protege eficientemente os rolos. É um aparelho interessante e útil, que se paga rapidamente. Ele é mais necessário ainda: 1.º quando há mais moendas; 2.º quando a pressão hidráulica utilizada é mais elevada. Com efeito, muitos pedaços de ferro passam despercebidos através de todo o tandem e danificam, assim, todos os rolos. De outro lado, os estragos sofridos pela superfície dos rolos se agravam rapidamente com a pressão.

Eliminador magnético

Assinalou-se nos Estados Unidos a instalação de um separador magnético, cuja eficiência atingiria 100%. É um aparelho de detecção: a presença de um pedaço de ferro, mesmo muito pequeno (um prego grande), ao passar por um campo magnético, provoca sua distorção. Isto põe em movimento um servomotor, que bascula toda a parte do condutor em questão. Basta recolher a cana e colocá-la outra vez no condutor, mas o pedaço de ferro não passa para as moendas. Como as paradas, com este aparelho, são freqüentes demais, seu uso não se difundiu.

5

ESMAGADOR

OBJETIVO

O esmagador é a primeira máquina à pressão entre rolos que a cana encontra, chegando às moendas. É constituído por uma moenda com 2 ou 3 rolos, que preenche duas funções principais:

a) Assegurar a *alimentação* de todo o tandem.

b) *Preparar* a cana, para facilitar a tomada e extração nas moendas.

Conseqüentemente, são os seguintes os traços característicos dum esmagador:

1.º Possui uma *superfície* projetada especialmente para poder pegar nas melhores condições a cana inteira ou picada, que lhe chega.

2.º Esta superfície deve ser concebida, para, ao mesmo tempo, moer e *esmagar* a cana, permitindo às moendas trabalharem desde o início e de modo eficiente uma matéria triturada, que será o bagaço.

Observa-se de passagem que, se há moagem e dilaceramento, não se pode falar de um esmagamento propriamente dito, se se entende por esta última expressão uma separação das fibras: esta função é muito bem executada pelo shredder, porém não pelo esmagador, ou de modo muito insatisfatório, sendo o nome, portanto, bastante impróprio.

3.º Deve desenvolver uma *velocidade* periférica superior àquela das moendas, que é encarregado de alimentar, porque a matéria que recebe é difícil de pegar, pois ainda não se tornou, o que se entende por bagaço. Tendo a mesma velocidade das moendas, não estaria em condições de lhes fornecer a quantidade de matéria, que estas podem absorver.

ESMAGADORES COM 2 ROLOS

Modelos

Um grande número de modelos de esmagadores foi concebido e experimentado, porém apenas dois tiveram uma importância geral. São:

A) O modelo Krajewski.

B) O modelo Fulton.

A. Krajewski

O nome deste modelo vem de seu inventor. Este esmagador foi muito difundido no primeiro quarto do século XX, em particular em Java, porque era muito útil no preparo das canas inteiras, apresentando-se paralelamente ou em feixes ao condutor. Com a adoção da navalha e das mesas alimentadoras laterais, o seu interesse passou a ser apenas histórico. Hoje em dia, existem apenas alguns exemplares antiquados (fig. 5.1). Para detalhes mais amplos, pedimos ao leitor recorrer à 1.ª edição desta obra (pp. 38-45).

FIG. 5.1. — Esmagador Krajewski. Rolo.

Um modelo derivado do Krajewski era o "Zig-Zag" e o Krajewski com escoamento livre. Estes modelos apresentam a mesma característica do Krajewski e não são mais de nenhum interesse.

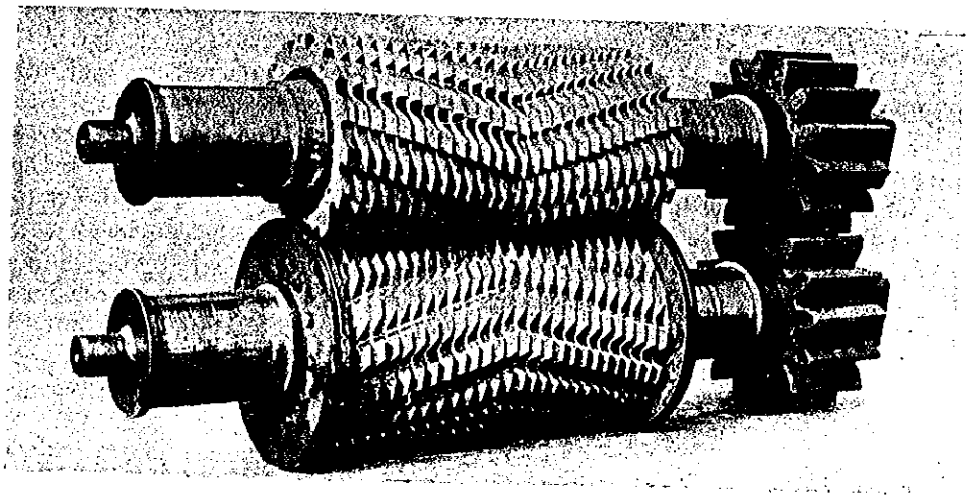


FIG. 5.2. — Esmagador Fulton. Rolos (Fives-Lille Cail).

B. Fulton

O nome deste modelo vem da firma que mais contribuiu para sua preconização e difusão. É o único usado hoje em dia.

O rolo do Fulton é, na realidade, um rolo de moenda, adaptado para servir no esmagador. É uma superfície de revolução, que se obtém fazendo girar em volta do eixo uma linha dentada, compreendida entre dois traços paralelos ao eixo. Assim, obtêm-se ranhuras circulares em forma de V, separando dentes em forma de V invertido (fig. 5.2).

Como uma superfície de revolução, mesmo provida de ranhuras, é pouco propícia para assegurar a pega da cana, entalham-se transversalmente os dentes por "chevrons" helicoidais, que determinam o mesmo número de entalhes em cada dente. O perfil destes entalhes é escolhido para facilitar a pega da cana (fig. 5.3.).

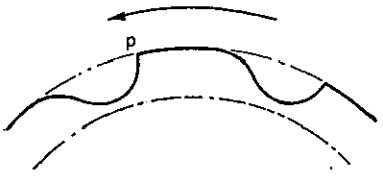


FIG. 5.3. — Entalhes do Fulton.

Como as ranhuras do Fulton apresentam a tendência de se encherem com bagaço, é preciso instalar uma raspadeira em cada um dos dois rolos do esmagador.

RANHURAS

O ângulo das ranhuras é de 55 a 60°, aproximadamente (fig. 5.4).

Chama-se "passo" a distância de um dente ao outro. Varia de 36 a 100 mm, aproximadamente. Os valores muito altos só se acham em Cuba. Os mais freqüentes estão entre 50 e 75 mm.

A altura ou profundidade dos dentes é um pouco menor que o passo. Sendo o ângulo de 60°, dever-se-ia obter, teoricamente: $h = p\,\frac{\sqrt{3}}{2} = 0{,}866p$

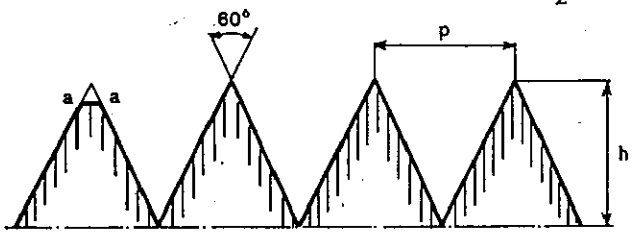


FIG. 5.4. — Ranhuras Fulton.

Na prática, porém, o fabricante não deixa terminar um dente em ponta: seria frágil demais. Termina numa pequena superfície plana *a-a* (fig. 5.4), cuja largura corresponde aproximadamente a um décimo da altura do dente, sem descer a menos de 2 mm. Desde então, a altura *h* representa apenas cerca de 4/5 do passo.

Qual é o passo a escolher? Há duas tendências: a primeira consiste em dimensionar o passo em função do diâmetro do rolo. Poder-se-ia sugerir a fórmula:

$$p = 0{,}075D \qquad (5.1)$$

D = diâmetro médio dos rolos;

p = passo das ranhuras, na mesma unidade.

Porém, como não é prático ter tantas dimensões de dentes, quantos diâmetros de rolos existentes, a segunda tendência é dimensionar os dentes, não pela dimensão das moendas, mas pela da cana, independente do material empregado. Neste caso, para as dimensões normais de rolos (de 660 × 1 220 a 1 065 × 2 134 mm), pode-se adotar, duma maneira geral, o entalhe "40 × 52", isto é, 40 mm de altura e 52 mm de passo.

Não é interessante ultrapassar 52 mm: o efeito do esmagamento e a capacidade não melhoram com isso. Todavia, nas moendas muito grandes pode-se adotar até 80 × 104 mm.

CHEVRONS

As ranhuras helicoidais em chevrons devem ter uma profundidade máxima um pouco inferior à do dente (fig. 5.3). Se estas ranhuras fossem até o fundo dos sulcos circulares, as pontas das raspadeiras poderiam bater contra estes e provocar acidentes.

Somos, porém, partidários de chevrons muito menos profundos. Com efeito, o chevron faz desaparecer o dente em uma parte de seu comprimento, às vezes, quase a metade, diminuindo assim a pressão no lugar do chevron e, conseqüentemente, a eficiência do esmagador. A massa de metal perdida é proporcional ao quadrado da profundidade do chevron; ora, é sobretudo a ponta de ataque do chevron (p na fig. 5.3) que trabalha e arrasta a cana. Um chevron de 10 mm trabalha quase tão bem como um chevron de 20 mm, principalmente quando é novo e ainda não desgastado. Por este motivo, recomendamos chevrons cuja profundidade não ultrapasse a metade da altura do dente: neste caso, a capacidade não diminui e a extração melhora muito.

O passo dos chevrons (distância do começo dum chevron ao começo do seguinte, tomada ao longo da circunferência) é de cerca de 20 cm. Os fabricantes, muitas vezes, adotam como regra colocar a ponta dum chevron sobre a geratriz, passando pelas extremidades do V formado pelo precedente. Nestas condições, o passo é proporcional ao comprimento do cilindro para um mesmo ângulo β dos chevrons com as geratrizes (fig. 5.5).

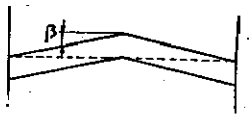


FIG. 5.5. — Disposição dos chevrons.

Este ângulo β é geralmente de 18°. Conforme os fabricantes, varia de 16 a 25°.

Os chevrons dos rolos superior e inferior são, geralmente, distribuídos de maneira que se cruzem no plano axial dos dois rolos. Uma pessoa ao lado do condutor de cana vê os chevrons dos dois rolos superior e inferior, com a ponta orientada para o alto (fig. 5.6). Neste caso, só os chevrons do rolo superior empurram a cana para o centro do rolo, donde se originam perigos pelos esforços sobre os argolões laterais. Assim, certos fabricantes fornecem o rolo inferior com os chevrons orientados em sentido contrário: a mesma pessoa vê então os chevrons dos dois rolos em forma de "diamante", isto é, desenhando losangos (fig. 5.7). Neste caso, é indicado engrenar os rolos de maneira que os chevrons

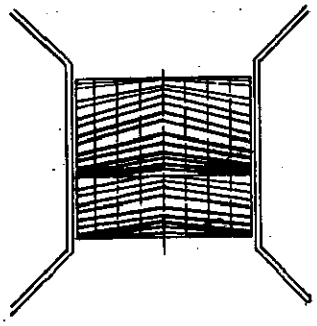


FIG. 5.6. — Chevrons de ponta para cima (vistos do lado da alimentação).

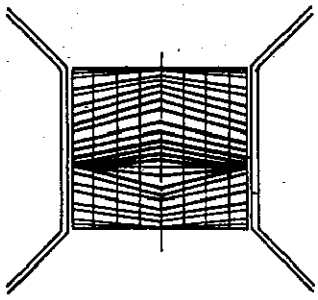


FIG. 5.7. — Chevrons em "diamante" (vistos do lado da alimentação).

de um venham se colocar na parte dos sulcos cheios do outro. Porém, a prática demonstra, que esta distribuição não apresenta nenhuma vantagem nítida em relação à anterior.

INCLINAÇÃO DO CASTELO

Os primeiros esmagadores com 2 rolos foram construídos com os eixos dos dois rolos colocados no mesmo plano vertical. Em seguida, observou-se que a alimentação era mais fácil e a pega melhor, quando o castelo estava inclinado. Hoje em dia, constroem-se estes esmagadores com um plano axial inclinado de 60 a 75° sobre o plano horizontal (fig. 5.8). O ângulo de 60° é ainda bastante

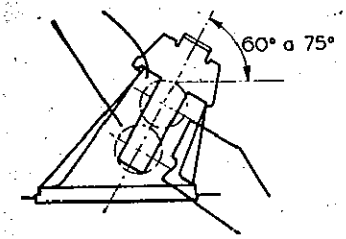


FIG. 5.8. — Inclinação do castelo do esmagador.

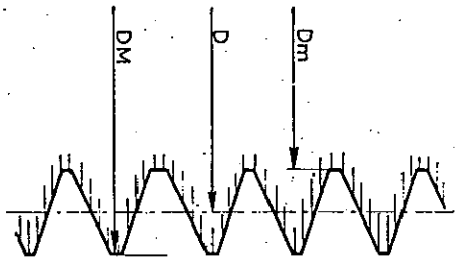


FIG. 5.9. — Diâmetro médio.

superior ao ângulo do plano axial dos dois rolos superior e de entrada, duma moenda, cuja inclinação varia de 45 a 56°. O escoamento do caldo no lado de entrada do rolo inferior dum esmagador não é mais difícil, que numa moenda. Como de outro lado a inclinação do esmagador facilita a alimentação e o esmagador é, principalmente, um equipamento de melhoramento da capacidade e do preparo da cana, antes do que um equipamento de extração de caldo, preferimos a inclinação de 60° à uma inclinação de 75°, ou intermediária.

DIÂMETRO

Chama-se "diâmetro" do rolo dum esmagador Fulton ou duma moenda, o diâmetro médio deste rolo, tomado no meio dos dentes. Este diâmetro D é a média aritmética entre o diâmetro D_M, tomado na ponta dos dentes e o diâmetro D_m, tomado no fundo das ranhuras (fig. 5.9).

$$D = \frac{D_M + D_m}{2}$$

Certas firmas americanas dão aos esmagadores um diâmetro superior ao das moendas; por exemplo: esmagador de 935 × 2 134 antes de moendas de 915 × 2 134 mm. O objetivo desta disposição, freqüente em Cuba, é aumentar sua capacidade e facilitar sua alimentação, de maneira a aumentar a tonelagem de cana moída. Porém, deveria ser suficiente aumentar a velocidade do esmagador, sem alterar a homogeneidade do tandem.

VELOCIDADE

O esmagador, que deve trabalhar com uma matéria menos compacta e mais escorregadia do que aquela que entrega às moendas, está em desvantagem em relação a estas, sob o ponto de vista da alimentação. Para compensar esta desvantagem possui uma velocidade periférica superior àquela das moendas. Como a tonelagem moída é aproximadamente proporcional à velocidade, para uma mesma regulagem dos rolos superior e inferior, a diferença entre as velocidades escolhidas deve compensar esta desvantagem.

Para o esmagador adota-se, geralmente, uma velocidade periférica 25 a 50% superior àquela das moendas, mais freqüentemente: 30 a 40%. Para um esmagador bem concebido e bem regulado, uma diferença de velocidade de 30% deveria ser suficiente.

PRESSÃO

Examinaremos mais adiante (Cap. 10) as questões da pressão hidráulica. É suficiente assinalar aqui, que, de uma maneira geral, os esmagadores comuns, com dois rolos, recebem uma pressão hidráulica total igual a 40 a 80%, aproximadamente da pressão exercida sobre as moendas (supostas de terem as mesmas dimensões de rolos), geralmente 50 a 75%.

É preciso não esquecer que o esmagador com 2 rolos é, principalmente, um equipamento de alimentação e de preparação e, secundariamente, um equipamento de extração. Se a moenda trabalha folgadamente e se o esmagador colhe com facilidade a tonelagem exigida, não há nenhum inconveniente em aumentar a pressão do esmagador: a preparação da cana e a extração só poderão ganhar com isso. Se, pelo contrário, é preciso impulsionar a moenda ao máximo de sua capacidade e se o esmagador colhe menos, quando é carregado, é muito importante reduzir a pressão hidráulica a 50% daquela das moendas.

A regra a seguir depende também muito da pressão adotada para as moendas. Se a pressão específica média (cf. p. 123) é alta, pode-se ajustar mais facilmente a do esmagador.

A pressão hidráulica específica (P.H.E., cf. p. 152) deverá ser de, no mínimo, 5 t/dm². Um bom valor fica entre 8 e 12 t/dm². Geralmente não é conveniente ultrapassar 15 t/dm²: acima deste valor o esmagador não se levanta mais, pega menos cana e a preparação não melhora de maneira significativa.

LEVANTAMENTO

O esmagador, recebendo a matéria ainda não esmagada e transformando-a em matéria moída, é o equipamento de pressão que, pela altura de esmagamento, efetua o maior trabalho de compressão. Além disso, achando-se no início, não é protegido por nenhum outro equipamento de moagem e recebe primeiro os corpos estranhos, torrões, pedras, objetos diversos, alguns bastante duros e resistentes. Por estes dois motivos os esmagadores são construídos com uma margem de levantamento mais alta que as moendas, cerca de 4 a 6 cm, geralmente, ou com mais pressão, cerca de 6 a 7% do diâmetro dos rolos. Fulton (S. y A., maio 1964, p. 68) forneceu o esmagador de Belle Glade para um levantamento máximo de 95 mm, ou 9,6% do diâmetro.

POTÊNCIA MÉDIA NECESSÁRIA

Veremos a potência necessária para um esmagador e a potência a prever para o motor, que o aciona, quando estudarmos a potência das moendas (cf. Cap. 14).

Desde já, podemos indicar, de maneira aproximada, que a potência necessária para um esmagador com 2 rolos é cerca de 75% daquela duma moenda com as mesmas dimensões de rolos e com a mesma velocidade e que utilizaria a mesma pressão hidráulica total. Se a pressão hidráulica do esmagador for igual a 70% da das moendas que o seguem e se sua velocidade for 30% superior à das moendas, a potência absorvida pelo esmagador será (cf. p. 269):

$$0{,}75 \times 0{,}70 \times 1{,}30 \approx 2/3 \qquad (5.2)$$

da potência média necessária para cada uma das moendas seguintes.

Esta proporção é fácil de ser memorizada: a potência dos esmagadores está, em relação à das moendas, aproximadamente na mesma proporção que o número de seus rolos.

Assim, comparando-se dois tandens de moenda entre si sob o ponto de vista da potência, é lógico considerar o número de rolos de cada um dos tandens. Um tandem com 17 rolos deveria utilizar 17/15 da potência necessária a um tandem de 15 rolos, com as mesmas características.

ESMAGADOR DUPLO

A utilidade do esmagador como equipamento de alimentação das moendas e preparação da cana, levou certas usinas a considerarem a conveniência de ins-

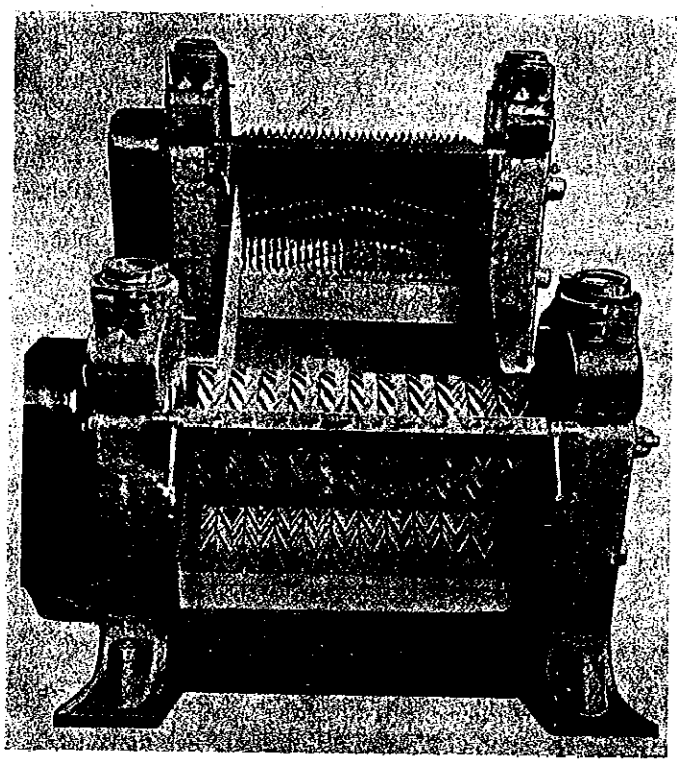


FIG. 5.10. — Esmagador duplo (Cail).

talar, como para as navalhas, 2 esmagadores. Instala-se então o 1.º esmagador sobre o 2.º e a cana passa de um para o outro, sobre um chute semelhante àquele que serve a alimentação da 1.ª moenda nos tandens comuns, com um só esmagador (figs. 5.10, 5.11 e 10.30). Este agrupamento de dois esmagadores em série é chamado duplo esmagador.

Naturalmente, foi em Cuba que se procurou desenvolver mais este método. Foram instalados até 3 esmagadores em série ("esmagador triplo").

No esmagador duplo procura-se, muitas vezes, adotar dois modelos diferentes para os dois esmagadores, um Krajewski depois de um Fulton, ou duas ranhuras diferentes de um Fulton.

Como num esmagador duplo o segundo esmagador já é bem mais baixo que o primeiro, é necessário um condutor intermediário para enviar o bagaço por ele fornecido à 1.ª moenda. Se a 1.ª moenda devesse ser alimentada por gravidade, como nos tandens com um só esmagador, o 1.º esmagador achar-se-ia a uma altura proibitiva.

Velocidade

O 2.º esmagador, recebendo uma matéria já preparada pelo primeiro, não exige uma velocidade tão elevada como este. No entanto, sendo de um tipo ou

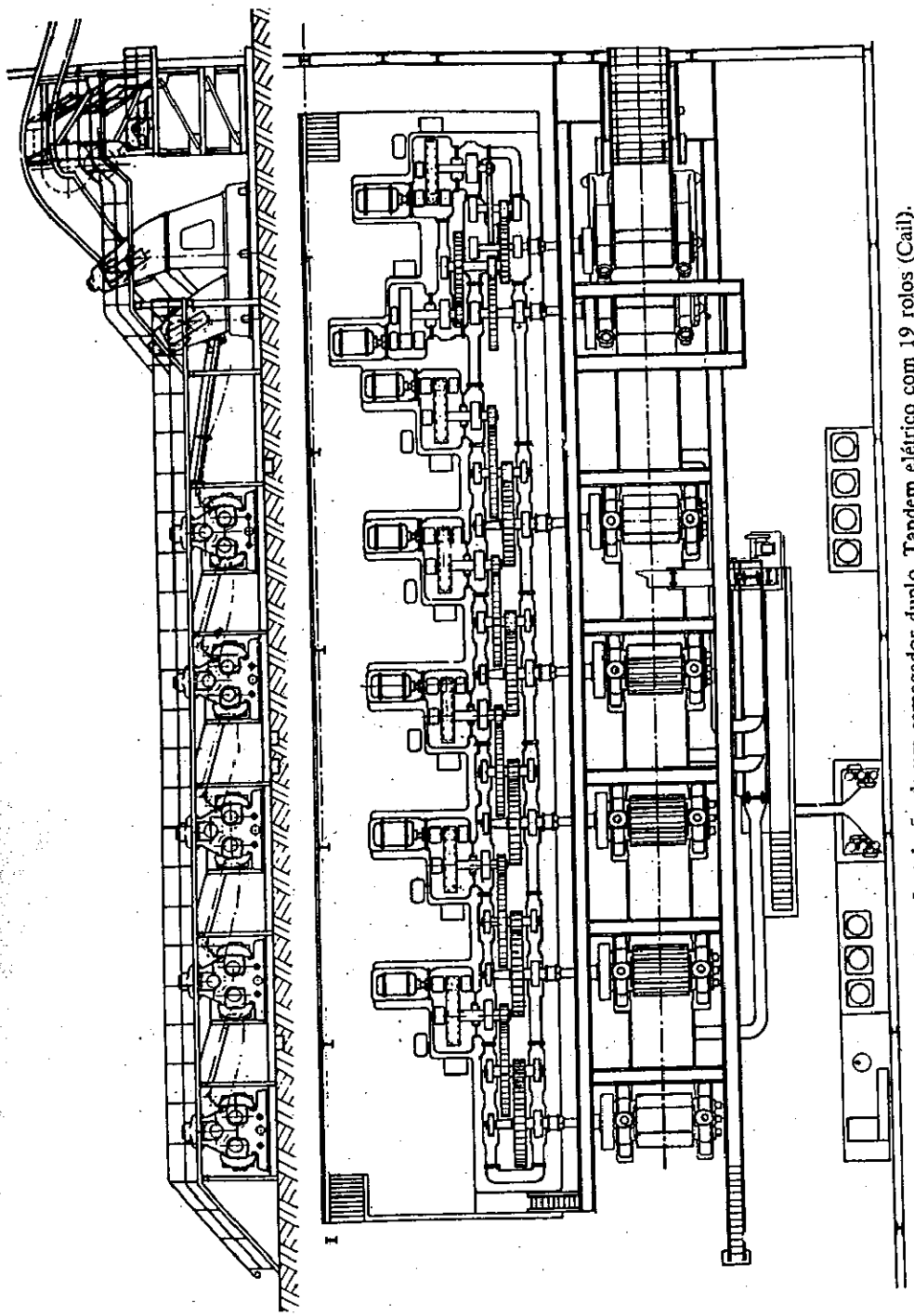


FIG. 5.11. — Instalação de um esmagador duplo. Tandem elétrico com 19 rolos (Cail).

tendo uma superfície que não pega bem, pode-se, excepcionalmente, fazê-lo girar muito mais depressa, para compensar esta desvantagem. Na tabela abaixo, damos 3 exemplos de escalas de velocidades periféricas:

QUADRO 5.1

Escala das velocidades num tandem de moendas

	Tandem X (Filipinas) m/min-% últ. moenda	*Tandem Y (Filipinas) m/min-% últ. moenda*	*Tandem Z (África do Sul) m/min-% últ. moenda*
1.º esmagador	9,42 = 110	15,10 = 115	6,43 = 95
2.º "	8,56 = 100	13,60 = 104	9,15 = 135
1.ª moenda	6,10 = 71	13,20 = 101	6,13 = 90
2.ª "	6,98 = 81	13,10 = 100	6,40 = 94
3.ª "	8,16 = 95	13,10 = 100	6,70 = 99
4.ª "	8,00 = 93	13,10 = 100	6,80 = 100
5.ª "	8,60 = 100	13,10 = 100	
6.ª "		13,10 = 100	
7.ª "		13,10 = 100	

Normalmente, o 2.º esmagador deve ter uma superfície bem estudada e deveria ser previsto para uma velocidade igual à do 1.º, o que deveria ser suficiente para evitar qualquer engasgo.

ASPECTO ECONÔMICO DO ESMAGADOR DUPLO

Em Cuba houve entusiasmo pelo esmagador duplo, muitas vezes adotado mais para seguir a moda do que por real necessidade. Em Java, pelo contrário, onde os esmagadores duplos eram pouco numerosos (havia 3, cremos, antes da 2.ª Guerra Mundial), após estudar as vantagens que poderiam apresentar, chegou-se à conclusão de que nas usinas onde foram instalados não apresentavam nenhum interesse, não sendo, portanto, indicado instalar outros.

Na realidade, a instalação dum esmagador duplo só pode ser interessante se preencher pelo menos um dos dois objetivos seguintes:

a) Melhoramento da capacidade do tandem.

b) Melhoramento da extração.

a) Sob o ponto de vista da capacidade, geralmente o ponto invocado, as diversas experiências não atribuem nenhuma vantagem clara ao esmagador duplo. Certos resultados são até negativos.

A tonelagem dum tandem é limitada pela capacidade de absorção das moendas. O esmagador duplo só poderia aumentar esta tonelagem se fosse capaz de aumentar a capacidade de absorção. Pode-se também conseguir isso, abrindo mais o 1.º esmagador ou aumentando sua velocidade, já que a tonelagem total deve, evidentemente, passar pelo 1.º esmagador, havendo ou não um 2.º esmagador a seguir.

Uma usina com um esmagador duplo, ou que pensa em instalar um, evidentemente possui já uma navalha, ou mesmo duas, equipamentos muito mais indis-

pensáveis e que se impõem em primeiro lugar, quando se procura atingir uma alta capacidade. Ora, a cana, que já passou pelas navalhas e, em seguida, pelo esmagador, oferece às moendas uma pega quase tão fácil como aquela que foi preparada de maneira mais completa. Um complemento de preparação não modifica muito a capacidade de absorção das últimas moendas, as quais constituem, muitas vezes, o fator limitante à capacidade do tandem.

b) Sob o ponto de vista da extração, as experiências não revelaram uma diferença sensível a favor do esmagador duplo. Maxwell (p. 98) cita uma experiência efetuada em Java, na qual se colocava o 2.º esmagador alternadamente em circuito e fora de circuito. A média deu:

Esmagador simples	94,7
„ duplo	94,9
Aumento de rendimento	0,2

Concluiremos, portanto, afirmando que nem o aumento da extração, nem o aumento da capacidade devidos ao 2.º esmagador são suficientes para justificar sua instalação.

Pelo contrário, com um pequeno esforço financeiro suplementar, isto é, gastando 25 a 40% a mais, poder-se-ia juntar uma moenda ao tandem e o efeito a ser esperado no aumento da capacidade e da extração seria bem maior.

ASPECTO ECONÔMICO DO ESMAGADOR COM 2 ROLOS

Voltemos agora ao esmagador simples. Numa certa época não se imaginava ser possível instalar um tandem sem esmagador com 2 rolos. Os poucos tandens com moendas de 3 rolos tinham todos suas moendas parecidas, pela superfície e pela velocidade; apresentavam uma boa extração, mas uma tonelagem inferior àquela dos tandens com esmagador. A situação mudou completamente quando, suprimindo o esmagador, se pensou em modificar a 1.ª moenda, para que pudesse substituí-lo. Veremos que assim se conseguem resultados muito bons e, desde já, o esmagador com 2 rolos se tornou uma máquina inútil, ocupando muito lugar. Não é sempre possível fazê-lo trabalhar convenientemente, ele se levanta mal ou, até nem se levanta, às vezes pega mal, alonga indevidamente o condutor de cana e atravanca o tandem. Somos fortes partidários de suprimi-lo e instalar apenas ternos com 3 rolos.

ESMAGADOR COM 3 ROLOS

Chama-se "esmagador com 3 rolos", ou "moenda esmagadora", uma moenda parecida com as outras moendas do tandem, porém instalada na cabeça, formando a primeira unidade de pressão e de extração do caldo, preenchendo assim o trabalho do esmagador. Portanto, as diferenças apresentadas em relação às moendas seguintes, são:

1.º Velocidade superior àquela das moendas vindo logo a seguir.

2.º Superfície dos rolos com ranhuras profundas e numerosos chevrons de pega.

Velocidade

Dá-se à moenda esmagadora uma velocidade diferente daquela da moenda seguinte. Para uma usina, segundo a escola javanesa (velocidades decrescentes da 1.ª até a última moenda), será a moenda mais rápida do tandem. Para uma usina, segundo a escola havaiana (velocidades crescentes), sua velocidade será aproximadamente aquela de uma das últimas moendas do tandem. Seguem 2 exemplos de escala de velocidades:

a) Central Igualdad, em Porto Rico, tandem com 15 rolos de 863 × 1 520 mm na 1.ª moenda esmagadora e 810 × 1 520 mm nas outras moendas, precedido por navalha.

QUADRO 5.2

Central Igualdad. Escala das velocidades

	v	*n*	*% velocidade última moenda*
1.ª moenda esmagadora	12,30 m/min	4,53 rpm	95
2.ª „	11,10 „	4,35 „	86
3.ª „	11,70 „	4,58 „	91
4.ª „	12,30 „	4,82 „	95
5.ª „	12,90 „	5,05 „	100

v = velocidade periférica dos rolos
n = velocidade de rotação dos rolos

b) Caymanas, Jamaica. Tandem com 15 rolos com moenda esmagadora de 635 × 1 220 e moendas seguintes de 610 × 1 220, precedido por navalha.

QUADRO 5.3

Caymanas. Escala das velocidades

	v	*n*	*% velocidade última moenda*
1.ª moenda esmagadora	9,18 m/min	4,61 rpm	82
2.ª „	7,82 „	4,09 „	70
3.ª „	8,80 „	4,60 „	79
4.ª „	10 „	5,23 „	90
5.ª „	11,15 „	5,83 „	100

Na hipótese da escola havaiana, seguida quase universalmente hoje em dia, somos partidários de dar à moenda esmagadora uma velocidade periférica igual àquela da última moenda do tandem.

Pressão hidráulica

Se a moenda esmagadora pega bem a cana, é muito conveniente exercer sobre ela a mesma pressão, como sobre as moendas mais carregadas do tandem. Se ela pega mal, pode-se, sem inconveniente maior, diminuir a sua pressão a 75%

da pressão média utilizada nas moendas seguintes. Porém, assim que a pega se torna normal de novo, é importante aumentá-la.

Potência

A potência média necessária para uma moenda esmagadora é determinada da mesma maneira como para uma moenda comum (cf. p. 268). Considerando o trabalho de compressão exercido sobre a cana, o coeficiente da expressão é aumentado de 20 a 25%, em virtude do esforço maior necessário para a moagem duma matéria mais dura e mais resistente (fragmentos do córtex e nós ainda não desintegrados).

Emprego da moenda esmagadora

Um tandem sem esmagador seria incompleto. Este seria o caso dum tandem com 12 ou 15 rolos, por exemplo, cuja primeira unidade seria provida de rolos girando com a mesma velocidade e tendo as mesmas ranhuras como aqueles da unidade seguinte.

De outro lado, se esta primeira unidade é realmente um esmagador, devido à sua velocidade e, principalmente, à superfície dos rolos, nós a preferimos com 3 rolos, em vez de 2. A capacidade não será muito aumentada, mas obtêm-se as vantagens seguintes:

1.º Extração nitidamente superior.

2.º Homogeneidade entre todas as unidades do tandem. Num tandem elétrico, por exemplo, todos os motores poderiam ser idênticos.

3.º Menor atravancamento em altura. Um tandem com esmagador comum, alimentando a 1.ª moenda por gravidade, como é de costume, tem 2 a 3 m a mais de altura que o tandem, cujas unidades possuem todas 3 rolos e são instaladas no mesmo nível.

4.º Comprimento e atravancamento muito menores do condutor. Num esmagador comum, o condutor deve elevar-se de 2 ou 3 m suplementares, com inclinação de 30 a 36%, o que significa 6 a 9 m de comprimento horizontal adicional a prever para a parte inclinada do condutor.

De outro lado, considerando estes acessórios, o preço dum tandem com 12 rolos não é muito superior ao do tandem com 11 rolos. O mesmo acontece para 15 rolos em relação a 14, e assim por diante.

Seguem os resultados registrados em Java em 1930 e comparados aos dos rolos padrão de 760 × 1 520 mm.

QUADRO 5.4

Capacidade e extração dos tandens em Java

Número de usinas	*Tandem*	*Número de rolos*	*Capacidade em TCH*	*Extração*	*Caldo perdido % de fibra*
3	*D* + 3*M*	11	31	93,5	48
26	4*M*	12	32,2	93,9	44
93	*D* + 4*M*	14	41,7	94,6	39
15	5*M*	15	34	95,4	34

BIBLIOTECA
Gen. A. Severo
SERTÃOZINHO

A capacidade relativa bastante fraca para os tandens com 15 rolos deve-se ao fato de que em Java, em 1930, as moendas esmagadoras não possuíam a velocidade e as ranhuras para serem consideradas esmagadores verdadeiros. Se fosse possível comparar tandens de 14 rolos a tandens semelhantes e de mesma construção, porém de 15 rolos, e munidos de verdadeiras moendas esmagadoras, constatar-se-ia a diferença de capacidade a favor dos 15 rolos.

EXTRAÇÃO DO ESMAGADOR

A extração obtida num esmagador com 2 rolos é muito variável: este esmagador é antes um equipamento de alimentação e preparação do que de extração. Entretanto, é importante, para a extração total do tandem, que sua extração seja a mais alta possível, porque quanto menos caldo restar na cana, quando entra na 1.ª moenda, menos sobrará no bagaço à saída da última moenda. Realmente, as moendas recuperam uma parte muito grande do caldo deixado pelo esmagador, porém jamais sua totalidade.

Segue a relação das quantidades de caldo extraídas pelos diversos modelos de esmagador, % de açúcar contido na cana:

QUADRO 5.5

Extração dos diversos modelos de esmagadores

Esmagador Krajewski	(2 rolos)	40 a 50%
„ Fulton	(2 „)	45 „ 55 „
„ duplo	(4 „)	60 „ 70 „
Moenda esmagadora	(3 „)	60 „ 75 „
Conjunto dum esmagador Fulton e duma 1ª moenda	(5 „)	70 „ 83 „

Este quadro demonstra bem a importância da moenda esmagadora. Os valores são dados com uma margem muito grande, pois dependem de diversos fatores e, principalmente, da fibra da cana.

MOENDA ESMAGADORA COM DIMENSÕES MAIORES

Na Austrália, encontram-se muitas vezes tandens com unidades de 3 rolos, das quais a 1.ª moenda apresenta um tamanho maior que o das seguintes, não somente devido ao diâmetro, mas também à largura. Por exemplo, tandem com 5 moendas, a 1.ª de 915 × 1 980 mm e as quatro seguintes de 864 × 1 830 mm. Este método apresenta o inconveniente de quebrar a homogeneidade do tandem, porém o inconveniente não é tão grave para uma 1.ª moenda, que já possui ranhuras e velocidades diferentes. De outro lado, este método permite conservar as velocidades iguais em todo o tandem. Aprovamos esta solução, pois permite utilizar ao máximo todas as moendas, e não só a primeira.

Certas usinas adotam até o tamanho maior, não apenas para a 1.ª, mas também para a última moenda. Esta solução é também parcialmente justificada, porém bem menos que a precedente.

6

DESFIBRADORES (SHREDDERS)

OBJETIVO

O desfibrador (shredder) é um aparelho empregado para completar a preparação e a desintegração da cana, para facilitar a extração do caldo pelas moendas.

Seu nome inglês vem do verbo "to shred", o que significa: cortar em pequenos pedaços, retalhar, fazer em fragmentos.

MODELOS

Há 2 modelos principais de shredders:

A) O shredder penteador Maxwell.

B) O desfibrador modelo Searby.

A. SHREDDER PENTEADOR MAXWELL

Descrição

É um cilindro de aço de 640 mm de diâmetro e de largura igual à dos rolos da moenda. Possui um certo número de fendas longitudinais, geralmente 10, nas quais são inseridos dentes de 10 ou 12 cm de comprimento (fig. 6.1).

O diâmetro na ponta dos dentes é, portanto, de cerca de 840 mm. Estes dentes podem ser colocados em qualquer ponto da fenda. São distribuídos

FIG. 6.1. — Shredder Maxwell. Rotor (Fletcher).

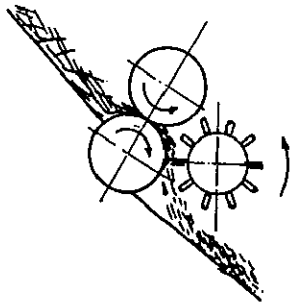


FIG. 6.2. — Shredder Maxwell. Posição.

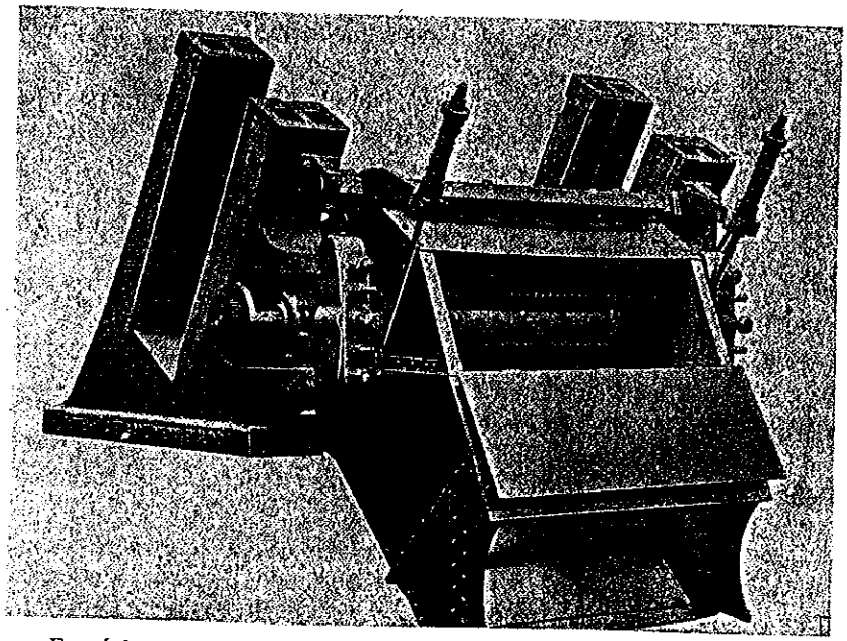


FIG. 6.3. — Shredder Maxwell. Instalação sobre castelo do esmagador. Tampa do protetor abaixada (Fletcher).

regularmente em todo o comprimento do rolo, de modo que haja cerca de 4 mm entre dois círculos de rotação sucessivos. O número total de dentes é de aproximadamente:

$$N = \frac{L}{4}$$

N = número de dentes do shredder;

L = comprimento do shredder, em mm.

Colocação. — O shredder penteador é instalado na saída do esmagador, indiferentemente com 2 ou 3 rolos, e gira no sentido inverso do rolo inferior (fig. 6.2). Desta maneira os dentes "penteiam" a cana picada, que sai como duma máquina de cardar, e fornecem uma matéria semelhante à fibra de aloés ou sisal.

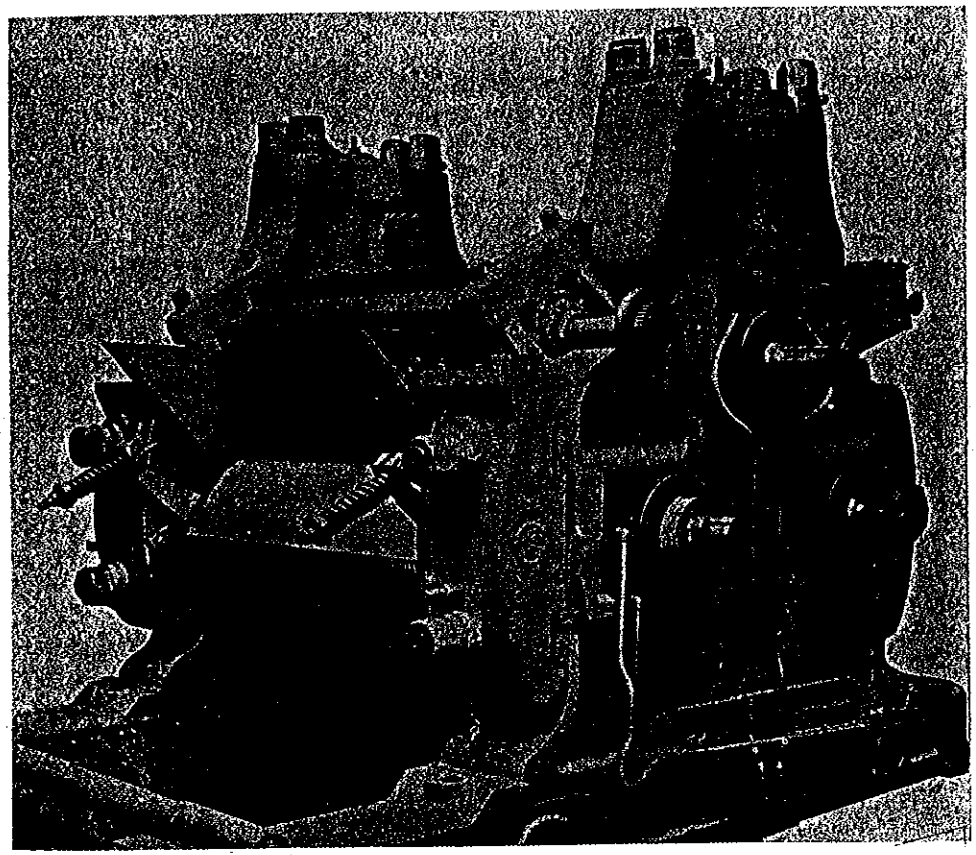


FIG. 6.4. — Shredder Maxwell. Instalação sobre moenda esmagadora (Fletcher).

O eixo do shredder deve estar cerca de 35 mm mais baixo que o eixo do rolo inferior do esmagador (no caso de possuir 2 rolos). O intervalo deixado entre a ponta dos dentes do shredder e a ponta dos dentes do rolo inferior pode variar entre 2 e 60 mm.

Com uma moenda esmagadora, efetua-se a mesma disposição, em relação aos 2 rolos de saída (figs. 6.3, 6.4 e 6.5).

Acionamento. — O acionamento é, em geral, direto, por motor elétrico. Na falta deste, o acionamento pode ser obtido por cabos, porém é recomendável evitar o acionamento por correias.

Velocidade. — O shredder penteador deve girar a 450 até 600 rpm.

Potência. — A potência média necessária é de 0,5 CV por TCH; é, porém, conveniente instalar um motor de 1 CV por TCH para enfrentar eventuais sobrecargas momentâneas.

Com mais precisão, calculam-se 4 a 5 CV por TFH de potência média necessária.

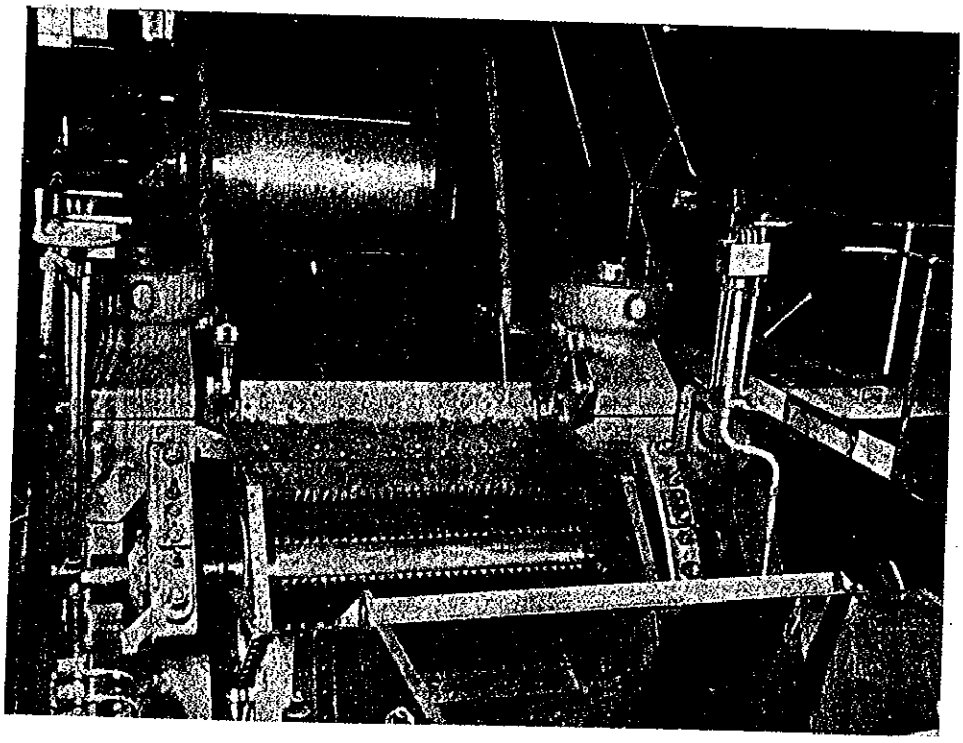


FIG. 6.5. — Chute com separador magnético. Moenda esmagadora com shredder Maxwell (Fletcher and Stewart).

Desgaste e duração. — Os dentes possuem dois gumes: enquanto o gume da frente trabalha, o de trás se afia. Quando os dentes ficam cegos, é suficiente

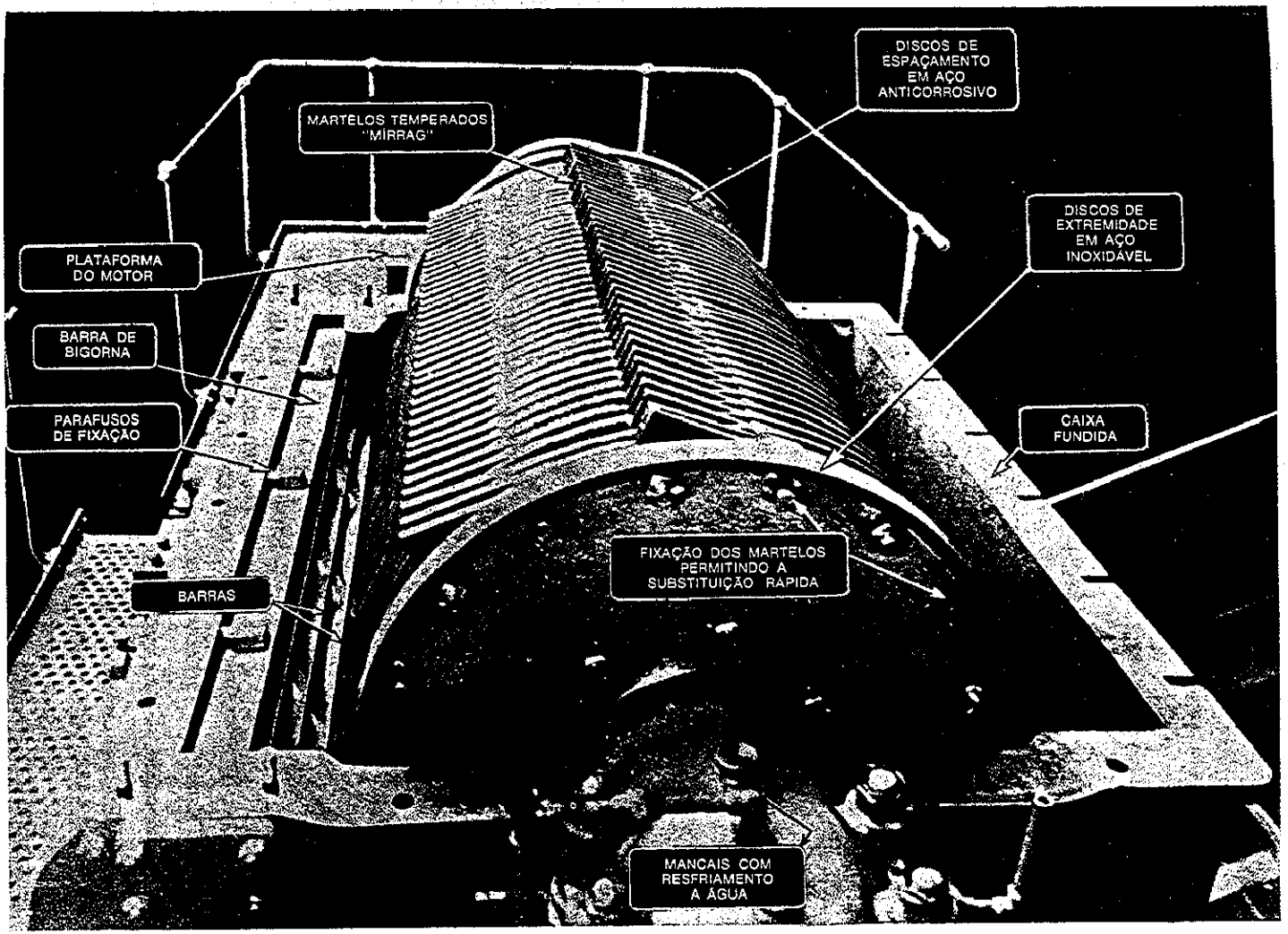


FIG. 6.6. — Shredder Searby, sem tampa (Mirrlees Watson).

inverter o shredder, inteiramente simétrico, de ponta a ponta: o gume afiado trabalha, enquanto o gume cego se afia.

Maxwell indica 60 000 TC como duração de trabalho normal dum gume. Com 3 inversões do shredder pode-se atingir 300 000 t sem substituir os dentes.

Calculado em horas, um jogo de dentes poderia durar 2 000 a 2 600 h de trabalho efetivo.

Emprego. — O shredder penteador não fornece um trabalho comparável ao do desfibrador modelo Searby. É, porém, de custo pouco elevado, de instalação fácil e o seu consumo de potência é ínfimo. Os aumentos de capacidade e de extração a serem esperados são limitados mas não desprezíveis e, em relação às despesas de aquisição e manutenção, sua instalação parece ser bastante vantajosa.

Entretanto, é muito pouco difundido. Supomos que seu pequeno sucesso se deva unicamente ao fato de que as usinas, desejando instalar um shredder, pensam logo numa solução completa. Assim, adotam um shredder modelo Searby, o que não deixa de ser razoável. Muitas vezes, porém, o shredder modelo Searby é de instalação difícil, por falta de espaço. Se, por este motivo, não é possível instalar um Searby, é preciso voltar-se para o Maxwell, o qual, apesar de não fornecer uma solução completa, é interessante e, muitas vezes, indevidamente desprezado, neste caso.

B. DESFIBRADOR MODELO SEARBY

Descrição. — É um desfibrador com martelos, funcionando numa caixa em ferro fundido: a cana chega à parte superior por um chute e sai moída entre barras fixas, distribuídas na parte inferior a uma pequena distância dos círculos de alcance dos martelos (fig. 6.6).

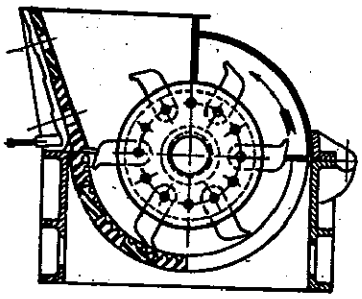


FIG. 6.7. — Shredder Gruendler.

Existem duas versões principais deste modelo de shredder, aliás muito parecidas e apenas diferenciadas pelos martelos:

a) O shredder Searby, difundido em particular no Havaí e nos territórios britânicos (fig. 6.6), com muitos martelos em forma de pequenas barras retangulares.

b) O shredder Gruendler, difundido principalmente na Louisiana, Flórida e Porto Rico, com martelos menos numerosos e mais pesados (fig. 6.7).

Os shredders franceses parecem-se com o modelo Gruendler (fig. 6.8).

Colocação. — O shredder modelo Searby é colocado:

A) Entre o esmagador e a 1.ª moenda: esta é a solução geralmente adotada no Havaí e também a mais freqüente na África do Sul (fig. 6.9).

B) Na cabeça do tandem, entre as navalhas e a 1.ª moenda. É a solução geralmente adotada na Louisiana e na maioria dos países açucareiros (fig. 6.10).

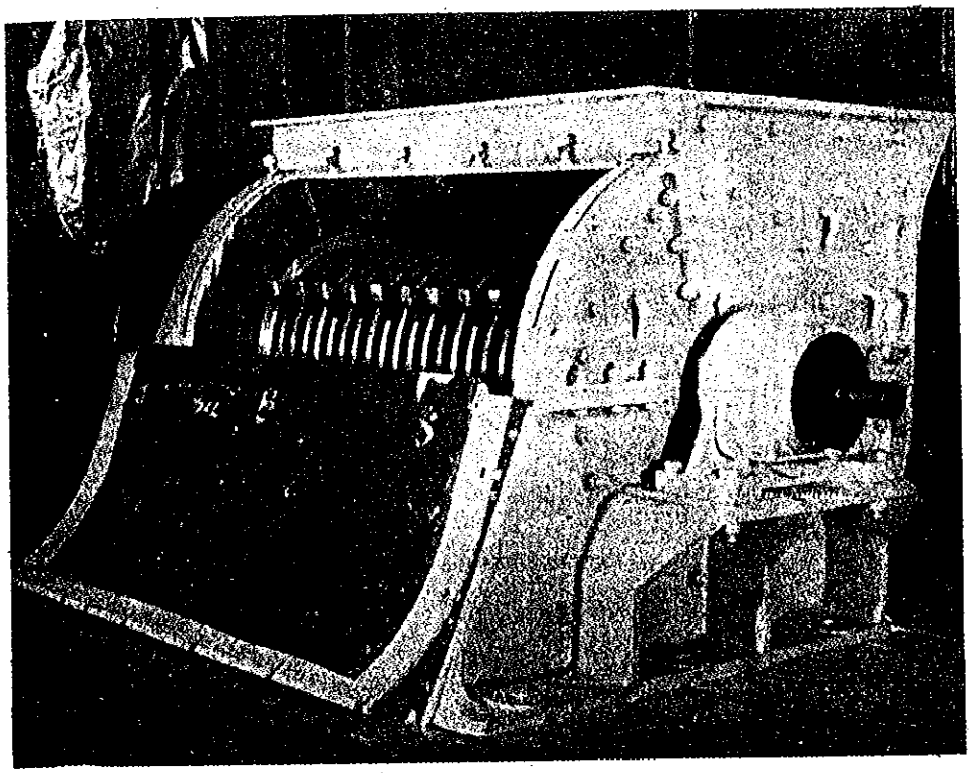


FIG. 6.8. — Shredder Fives-Lille Cail, tampa aberta.

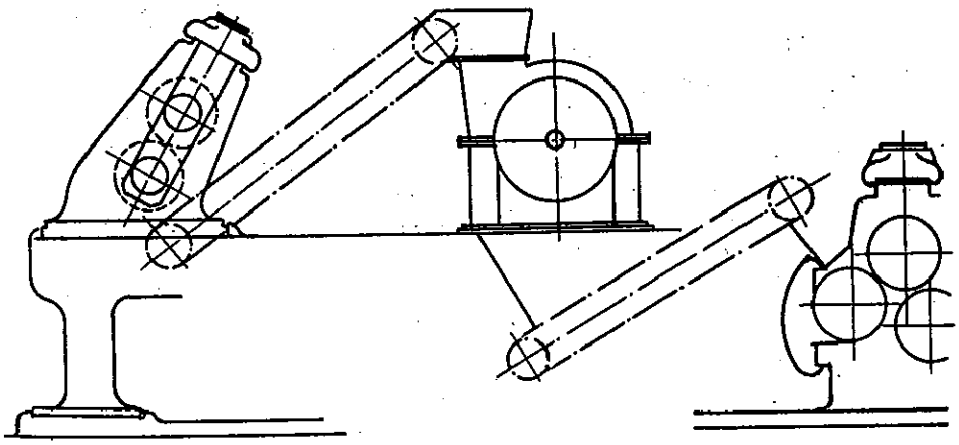


FIG. 6.9. — Shredder depois do esmagador.

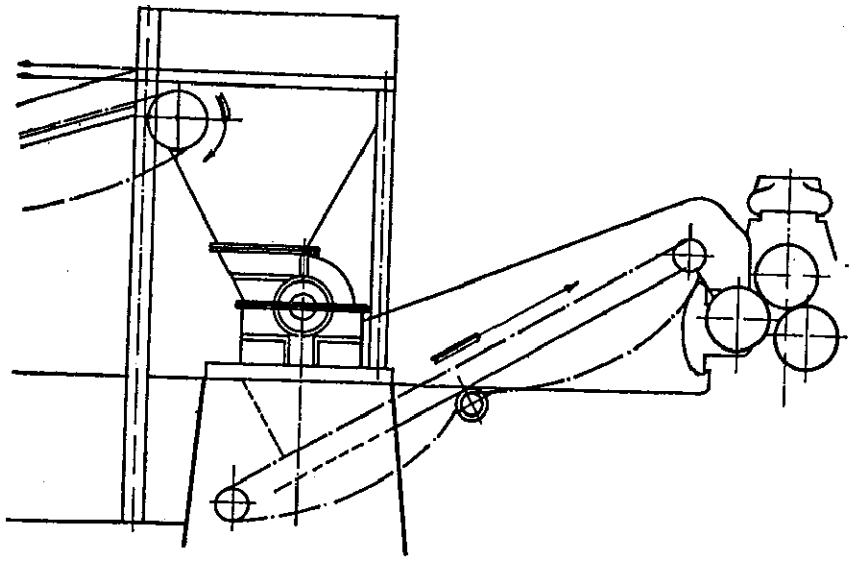


FIG. 6.10. — Shredder na cabeça.

Instalado entre o esmagador e a 1.ª moenda, o shredder trabalha melhor com uma cana já sem uma parte do caldo e cujas fibras já estão parcialmente desintegradas. Consome então menos potência e trabalha de maneira mais regular e mais suave. Sua alimentação é mais contínua e mais constante e a matéria obtida sai mais facilmente através da grade de saída. Por outro lado, o shredder age apenas indiretamente sobre a capacidade e a extração do esmagador que o precede. Isto não é grave, quando se trata dum esmagador com 2 rolos que, depois do shredder, será seguido por uma 1.ª moenda trabalhando com pressão sem embebição; é mais sério quando se trata duma moenda esmagadora, porque, como veremos, é importante obter a extração máxima com pressão sem embebição, antes de chegar às moendas com embebição.

Colocado na cabeça do tandem, o shredder recebe os pedaços fornecidos pela navalha. Assim exige mais potência, porque deve preparar o córtex e os nós ainda intactos da cana. Porém, o esmagador ou a 1.ª moenda esmagadora aproveita seu trabalho totalmente, pega melhor a massa densa e coerente da cana desintegrada e extrai um pouco mais de caldo.

Sem a navalha, a primeira solução seria a única, já que não é possível alimentar o shredder com cana inteira; porém, não acreditamos existir uma usina que possua um shredder sem possuir a navalha. Aliás, esta solução do shredder seguindo o esmagador é clássica e já faz muito tempo que foi experimentada no Havaí.

Possuindo uma ou duas navalhas, esta solução traz ainda uma vantagem apreciável de potência.

De outro lado, há um inconveniente na instalação dum shredder entre um esmagador com 3 rolos e a moenda que o segue: quebra a continuidade e o

aspecto do tandem; o resultado não é estético e constitui um obstáculo ao controle e à inspeção.

Se o shredder é instalado no início, a potência consumida é mais elevada, mas o aumento de capacidade é superior também.

Em poucas palavras, as duas soluções são boas, com a condição de que correspondam à instalação:

A) Fazendo questão de um esmagador, é preciso instalar o shredder entre o esmagador e a 1.ª moenda. Um esmagador não seria útil, trabalhando com o material fornecido pelo shredder.

B) De modo inverso, instalando o shredder na cabeça, ele pode apenas ser seguido por um tandem constituído unicamente de moendas com 3 rolos.

Resumindo:

a) Shredder entre esmagador e 1.ª moenda:

É preciso um esmagador com 2 rolos, independente da 1.ª moenda.
Vantagens: Aumento de potência.
Regularidade da potência necessária.

b) Shredder na cabeça:

É preciso suprimir o esmagador.
Vantagens: Instalação mais fácil.
Menor elevação do condutor.
Aumento da capacidade.
Pequeno aumento da extração.

Acionamento. — O shredder é, em geral, acionado diretamente por motor elétrico, com interposição dum acoplamento flexível.

Velocidade. — Este tipo de acionamento impõe a velocidade. É no Havaí que o desfibrador Searby é mais empregado. Como a corrente alternada é quase universal e o motor elétrico empregado, de construção americana, tem 60 ciclos, a velocidade de rotação clássica do desfibrador é de 1 200 rpm.

Na Louisiana, o Gruendler gira igualmente com 1 200 rpm para os modelos menores, mas pode baixar a 1 000 ou 700 rpm para os outros.

Em países utilizando equipamento elétrico europeu, com 50 ciclos, seria necessário escolher entre 1 000 e 1 500 rpm, ou passar para o acionamento por correias. Como 1 500 rpm é uma velocidade excessiva, adota-se, em geral, 1 000 rpm.

Potência média necessária. — Calcula-se que os shredders modelo Searby consomem, em média, cerca de 15 CV/TFH ou cerca de 2 CV/TCH. Todavia, para enfrentar sobrecargas momentâneas, instalam-se motores, cuja potência nominal corresponda a 20 CV/TFH ou 2,5 ou 3 CV/TCH. Estes valores são válidos para o shredder colocado na cabeça e poderiam ser reduzidos de 10 a 20%, com o shredder depois do esmagador.

Estas estimativas correspondem aos shredders com capacidade média. No Havaí, calcula-se uma potência bastante superior para as pequenas tonelagens, a potência instalada atinge, às vezes, até 8 CV/TCH. Na Austrália, para capacidades de cerca de 120 TCH, calculam-se cerca de 2,5 CV/TCH, porém Forbes-Smith deu, em 1954, uma média australiana de 1,24 CV/TCH (QSSCT, 21.º, p. 59).

Mais recentemente Nicklin (QSSCT, 34.º, p. 176) calcula:

Potência média	1,1 a 1,6 CV/TCH
„ máxima de sobrecarga	1,5 „ 2 „
„ a instalar	2,3 „

Em Java, a potência necessária era prevista com mais precisão: 11 a 15, em média, cerca de 13 CVI/TFH (no caso de shredder depois do esmagador). No México (TSJ, maio, 1965, p. 35): 18 CVI/TFH de potência necessária e 20 CVI/TFH de potência instalada. Na África do Sul, onde se realizou um esforço muito grande para melhorar a preparação da cana, calculam-se (43.º C. SASTA, p. 177) 19 a 26 CV/TFH de potência instalada, em média 23. Na realidade alcançam-se 14 a 30 CV/TFH de potência média absorvida (Renton, XV C. ISSCT, p. 1 579).

Quando se deseja alcançar uma eficiência muito elevada, é preciso gastar muita potência. Assim se chega até 32 CV/TFH.

De nosso lado, estimamos para um shredder modelo Gruendler, instalado no início, após a navalha, e acionado diretamente por um motor elétrico com 960 ou 975 rpm (ou 1 000 rpm de velocidade sincronizada), uma potência nominal de 3 CV/TCH, ou melhor, 20 CV/TFH.

Walkers, na Austrália, assinala que a potência necessária é bem menor, quando a alimentação é feita de modo vertical, do que quando a cana picada chega ao longo dum chute inclinado de 60º.

Conforme foi assinalado para as facas nas navalhas (cf. p. 55), o número de martelos tem pouca influência sobre a potência necessária para um shredder. Nicklin (QSSCT, 34.º, p. 176) assinala a mesma potência em CV/TCH para 2 shredders, dos quais 1 possui 51 e o outro 144 martelos.

Quadro das dimensões existentes. — A. *Desfibrador Searby.* Este desfibrador é fabricado em um só diâmetro, correspondendo a 1 065 mm na ponta dos martelos, e nos seguintes comprimentos:

QUADRO 6.1

Série dos desfibradores Searby

Diâmetro × comprimento	*Potência necessária do motor*	*Capacidade em TCH*
1 065 × 915 mm	175 CV	20 a 35
1 065 × 1 065 „	200 „	35 „ 60
1 065 × 1 370 „	250 „	60 „ 100
1 065 × 1 830 „	325 „	80 „ 185
1 065 × 2 140 „	400 „	150 „ 300

B. *Desfibrador Gruendler.* — Segue uma série simplificada, dando os principais modelos Gruendler:

QUADRO 6.2

Principais modelos Gruendler

N.º	*Largura dos rolos*		*Velocidade em rpm*	*Capacidade em TCH*
	em polegadas	*em mm*		
2 × B a 2 × D	20" a 36"	508 a 915	1 500	7 a 14
3 × C „ 3 × E	30" „ 54"	762 „ 1 370	1 200	18 „ 36
4 × C „ 4 × F	36" „ 66"	915 „ 1 675	1 100	27 „ 54
5 × D „ 5 × G	42" „ 84"	1 065 „ 2 140	1 000	36 „ 180
50 × B „ 50 × G	48" „ 84"	1 220 „ 2 140	900	54 „ 270
6 × C „ 6 × G	54" „ 84"	1 370 „ 2 140	750	64 „ 320
60 × E „ 60 × G	60" „ 84"	1 525 „ 2 140	700	136 „ 450

Desgaste e duração. — São na maioria das vezes os martelos que se desgastam. Para o Searby calcula-se um jogo de martelos para 100 000 TC moídas, aproximadamente. Para o Gruendler, os martelos, segundo seus fabricantes, durariam 400 000 TC, com a condição de serem inspecionados e reformados a cada 40 000 TC; verificamos que o primeiro limite correspondia bem à realidade e que o segundo era muito inferior ao fornecido: pode-se atingir 200 000 TC, sem grandes inconvenientes.

AUMENTO DE POTÊNCIA E DE EXTRAÇÃO

A potência consumida pelo shredder é recuperada na moenda, cujo trabalho é facilitado.

De outro lado, a preparação é muito completa: a cana é reduzida a um verdadeiro farelo e a melhora obtida na extração é muito nítida. No Havaí calcula-se que a adição dum Searby melhora a extração do tandem de:

$$\varepsilon = \frac{7{,}5}{N - 8}\,\% \qquad (6.1)$$

ε = aumento da porcentagem de extração, devido ao shredder;

N = número de rolos do tandem.

Ou:

2,5 % para um tandem com 11 rolos (92 a 94,5%, por exemplo);

1,25 „ „ „ „ „ 14 „ ;

1 „ „ „ „ „ 15 „

Observa-se que o shredder é mais útil à medida que o tandem é mais curto e compreende-se com facilidade porque a matéria a ser moída se encontra num estado que permite às moendas extraírem o máximo. Num tandem longo, onde

7

A COMBINAÇÃO DOS APARELHOS DE PREPARAÇÃO DA CANA

Acabamos de ver os vários aparelhos precedendo as moendas e cuja finalidade é preparar a cana, de modo a tirar o melhor proveito da extração das moendas. São:

1.º A navalha.

2.º O esmagador.

3.º O shredder.

Quais são as melhores combinações destes diversos aparelhos para possibilitar os melhores resultados financeiros?

Indicamos nossas preferências relativas a cada aparelho em separado e resumiremos agora, determinando os agrupamentos lógicos destes aparelhos.

Como uma navalha é insuficiente para assegurar uma preparação satisfatória da cana, começaremos com 2 navalhas, a 1.ª instalada na base da parte inclinada do condutor, a 2.ª logo acima, com regulagem mínima.

Não aconselhamos o esmagador comum, por não valer nem o seu preço, nem o espaço que ocupa. Embora seja pouco difundido, pensamos ser melhor substituí-lo por um shredder com martelos, que proporciona uma preparação muito mais completa.

Em seguida virá uma moenda esmagadora, bastante rápida, com dentes grandes, por exemplo, de 40 × 52 mm, e com chevrons ocupando a metade da profundidade dos dentes.

Será seguido por outras 4 ou 5 moendas, das quais 2 ou 3 com dentes médios (26 mm de passo) e 2 ou 3 com dentes pequenos (13 mm). Assim se obtém um tandem com 15 a 18 rolos; o de 15 rolos é mais indicado para pequenas capacidades, digamos até 100 TCH, e o de 18 rolos para as capacidades superiores. Nos dois casos, é conveniente reservar o espaço para uma moenda suplementar, em caso de necessidade dum suplemento de capacidade, após atingir o limite das possibilidades do tandem.

Fora deste caso, nenhum aparelho deverá ser acrescentado, sem um estudo sério, por ter poucas possibilidades de que se compense ou de que seja financeiramente justificável, com exceção da difusão, a qual modifica tudo e que é um caso completamente diferente (cf. Cap. 24).

8

ALIMENTAÇÃO DAS MOENDAS E CIRCULAÇÃO DO BAGAÇO

A cana preparada, que entra no esmagador ou na 1.ª moenda, assim como a matéria que sai desta e passa de moenda para moenda, até a última, e que será chamada de bagaço, circula sob o efeito de 3 forças diferentes:

1.º A gravidade.

2.º A gravidade, freada pelo deslizamento em plano inclinado.

3.º Um impulso, provocado por um tapete rolante, um empurrador ou um arrastamento qualquer.

Entre a entrada nas moendas e a saída do tandem, estas 3 fases estão sempre presentes.

CHUTE DE ALIMENTAÇÃO AO ESMAGADOR

A cana preparada, chegando à cabeça do condutor de cana, é conduzida ao esmagador por um chute, cuja parte principal é a chapa do fundo.

Comprimento. — Quando a cana não passou por um shredder e a 2.ª navalha não está regulada para muito perto do estrado, há sempre algumas canas inteiras que passam no fundo. O comprimento da chapa do fundo deve ser superior ao comprimento dos pedaços maiores, em cerca de 2 m na maioria dos casos.

Vimos (p. 61) que a interposição dum separador magnético levava a um aumento deste comprimento total.

Largura. — O condutor de cana, o chute e os rolos do esmagador devem todos ter a mesma largura (cf. p. 32).

Inclinação. — A chapa do chute deve ter uma inclinação de, no mínimo, 45º (fig. 8.1), porém de preferência entre 50 e 55º. A cana inteira desliza sobre chapas com uma inclinação bem menor: 40º e mesmo 30º, porém, a cana picada desliza com menos facilidade e é importante, nos dois casos, que a matéria sobre o chute exerça pressão sobre o esmagador com a maior parte possível de seu peso.

Localização. — O prolongamento da chapa do chute deve passar pelo eixo do rolo inferior do esmagador (fig. 8.2). Em países, onde as capacidades são muito elevadas, como Cuba, faz-se passar este prolongamento a uma certa distância por baixo deste eixo, em A_1, para aumentar o espaço a, porém a cana do fundo enfrenta uma certa dificuldade em subir sobre o esmagador para penetrar entre os dois rolos. Ao passo que, fazendo passar o plano da chapa pelo eixo,

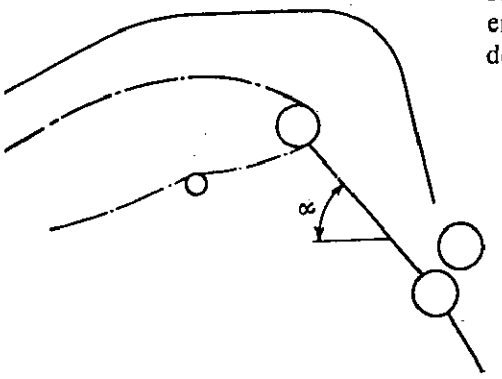


FIG. 8.1. — Chute de alimentação ao esmagador.

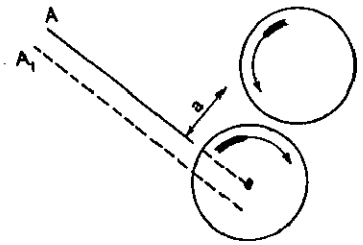


FIG. 8.2. — Localização do chute de alimentação ao esmagador.

o plano da cana deitada sobre o fundo forma um ângulo $\geqslant 90^{\circ}$ com a seção do rolo e ela desliza então, naturalmente, para a entrada do esmagador.

Interstício. — A chapa do fundo do chute deve aproximar-se, o mais possível, do rolo. Deixa-se apenas 5 mm de intervalo, fazendo entrar as ranhuras em um recorte em forma de dentes de serra.

CHUTE DE ALIMENTAÇÃO ENTRE O ESMAGADOR E A 1.ª MOENDA

No alto, o prolongamento da chapa de fundo deve passar pelo eixo do rolo inferior do esmagador (fig. 8.3).

Tanto na parte alta, como na baixa, a chapa deve terminar a 5 mm da superfície do rolo. É melhor recortá-la para fazê-la entrar nas ranhuras dos rolos.

Sua inclinação β deve ser de cerca de 50 a 55º. A chapa deve terminar sobre o rolo inferior de entrada atrás do plano vertical axial deste rolo e a

uma distância deste plano igual a 1/6 do diâmetro do rolo:

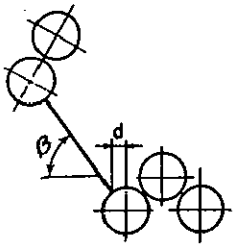


FIG. 8.3. — Chute entre o esmagador e a 1.ª moenda.

$$d = \frac{D}{6} \qquad (8.1)$$

A alimentação da moenda melhora, à medida que o chute aumenta de comprimento. Geralmente possui 1,50 a 2 m.

Se, no lugar da alimentação por deslizamento, que acabamos de descrever, fosse possível instalar uma alimentação por chute vertical, ou muito inclinado, fechado (cf. p. 105), a alimentação seria muito melhor.

CONDUTORES INTERMEDIÁRIOS

Os condutores intermediários são transportadores que levam o bagaço da saída duma moenda à entrada da moenda seguinte.

Há 3 modelos principais:

1.º Os condutores de arrasto, com ou sem rastelos.

2.º Os condutores transportadores, com estrado, ou com taliscas.

3.º Os condutores fixos, modelo Meinecke.

A. Condutores intermediários com rastelos (fig. 8.4)

É a parte de baixo que é ativa. O condutor é conduzido pelas rodas da cabeça, que são acionadas pelo rolo superior.

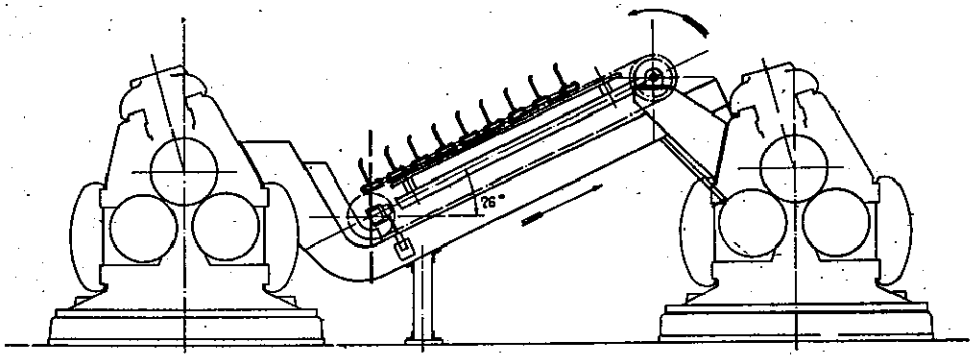


FIG. 8.4. — Condutor intermediário com rastelos.

Agora se instalam as rodas da cabeça e as de retorno em um mesmo quadro rígido, capaz de girar em volta do eixo da cabeça, de modo que, havendo necessidade, possa levantar-se, quando a camada de bagaço fica mais grossa. Este

quadro suporta os caminhos de rolamento das partes superiores, que serão guarnecidos com madeira dura, para evitar os choques e os rangidos.

As correntes são unidas por cantoneiras, possuindo dentes e formando rastelos. Uma peça especial com esquadro serve para fixá-las nos elos da corrente (fig. 8.5).

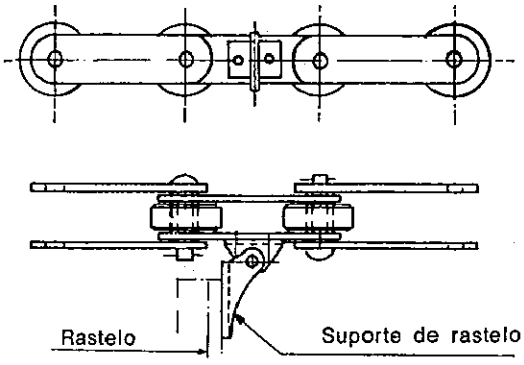


FIG. 8.5. — Fixação das cantoneiras.

O quadro deve ser mantido na posição baixa, de tal maneira, que a ponta dos dentes dos rastelos passe a cerca de 20 mm do fundo do receptor do início do condutor.

A camada de bagaço arrastada é limitada pelo fundo do receptor, dum lado, e pela parte livre das cantoneiras, do outro. A espessura do bagaço, que fixa a posição baixa, será calculada, supondo que a camada seja contínua e que desenvolva a mesma velocidade do condutor e que contenha 100 g de fibra por dm^3. A adoção dum peso de fibra por dm^3 evita levar em conta os diferentes pesos específicos do bagaço das diversas moendas, os quais variam, aliás, com a porcentagem de embebição, enquanto que o volume destes diversos tipos de bagaço é, relativamente, constante e independente da porcentagem de embebição e da posição da moenda. De outro lado, o valor adotado, 100 g/dm^3, indica, que uma certa compressão exercida pelo condutor sobre o bagaço é levada em conta.

Vantagens e inconvenientes. — Os condutores com rastelos são simples, porém, desgastam-se depressa, porque trabalham no bagaço e no caldo ácido. Não facilitam a alimentação da moenda seguinte.

Por causa de seu desgaste, originam-se freqüentes rupturas de cantoneiras ou de dentes de rastelo. Um dente quebrado passa, muitas vezes, despercebido no bagaço e atravessa as moendas seguintes, danificando as ranhuras dos rolos. O bagaço ácido, em contato com o fundo do receptor, desgasta-o igualmente.

Por estes motivos, instalam-se, às vezes, roldanas em bronze fosforoso, os eixos e os elos das correntes e as chapas do receptor em aço semi-inoxidável.

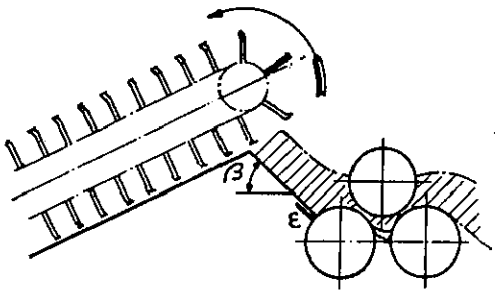


FIG. 8.6. — Chute de alimentação para uma moenda intermediária.

Localização. — O ângulo do chute de alimentação da moenda seguinte, que recebe o bagaço do condutor com rastelos, não é indiferente (fig. 8.6).

Este ângulo deve ser bastante forte para permitir um deslizamento fácil do bagaço sobre a chapa, mas não deve ultrapassar um certo limite, para não provocar um desmoronamento do bagaço. Ora, o bagaço desliza a partir duma inclinação de 40 a

45°, conforme sua umidade, e seu declive de queda é de cerca de 55 a 60° (bagaço embebido). O ângulo β deve ser, portanto, próximo a 50°, preferivelmente 52 a 54°.

O interstício ε entre o chute e o rolo de entrada será tão pequeno quanto possível, principalmente nas últimas moendas, para evitar a queda do bagaço fino atrás do rolo de entrada (fig. 8.6). Por esta razão, pode-se terminar o chute com uma chapa móvel, regulável com 3 parafusos e recortada conforme as ranhuras. Esta precaução, no entanto, só é necessária para as últimas moendas.

Condutores horizontais. — Certos fabricantes de máquinas produzem o condutor com rastelos horizontais (fig. 8.7), com o fundo tangente à superfície superior dos rolos inferiores. Isto permite mais leveza e simplicidade, deixando ao mesmo tempo livres os rolos inferiores.

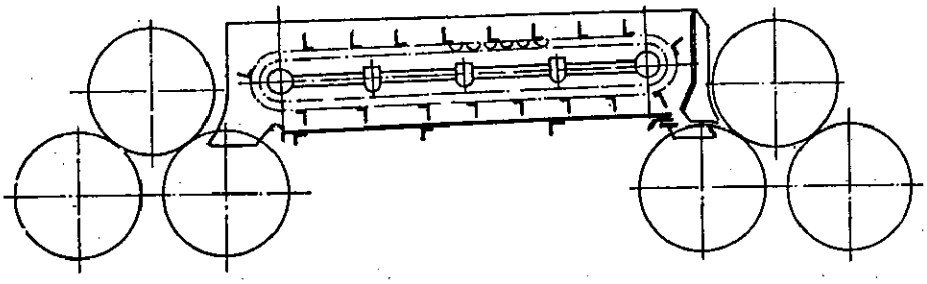


FIG. 8.7. — Condutor intermediário horizontal (Ewart).

B. **Condutores intermediários com taliscas** (fig. 8.8)

Nestes condutores é a parte de cima que conduz o bagaço, o condutor é impulsionado pela roda superior da cabeça, *R*, que recebe seu movimento pelo rolo de entrada.

O condutor consiste em um estrado contínuo, composto por taliscas metálicas, recobrindo-se mutuamente e podendo articular-se uma em relação à outra (fig. 8.8). Este estrado é análogo ao condutor de cana.

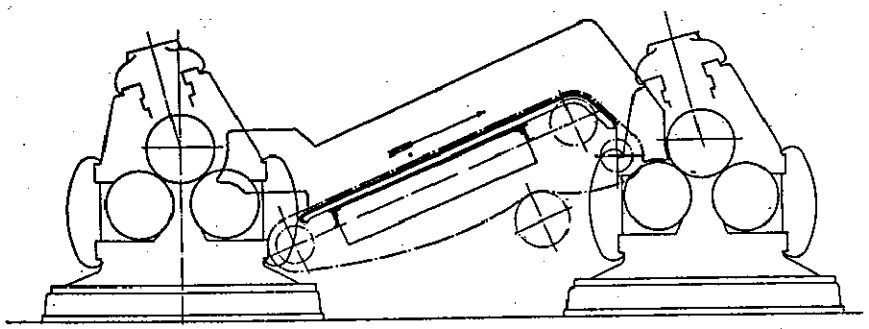


FIG. 8.8. — Condutor intermediário com taliscas.

Neste modelo, a cabeça possui sempre polias de retorno, *r*, de maneira que o chute, que forma a queda de alimentação para a moenda seguinte, seja móvel e contribua a empurrar o bagaço na moenda.

Vantagens e inconvenientes. — Estes condutores com taliscas apresentam o inconveniente de serem mais pesados que os precedentes. As taliscas conduzem, prensados entre elas, fragmentos de bagaço, que caem entre as moendas, sujando o intervalo, quando o tandem não possui um gamelão longitudinal contínuo. Acontece, muitas vezes, quando a moenda seguinte tem tendência a engasgar, que as taliscas formam um arco, causado pela pressão exercida pelo bagaço acumulado entre o rolo superior e a parte do condutor que forma o chute.

Porém, este sistema apresenta a vantagem de ajudar a alimentação, graças ao impulso das taliscas contra o bagaço no chute. Este impulso é fraco, porém, não desprezível, sobretudo quando é ajudado pelo rolo alimentador sobre o bagaço. Também o desgaste é menor, do que no modelo com rastelos.

Localização. — O plano *ab* do chute deve ser tangente ao rolo de entrada (fig. 8.10). A distância horizontal *d* entre a polia dianteira de retorno e o rolo superior deve ser aproximadamente igual a 1/3 do diâmetro do rolo:

$$d = \frac{D}{3} \tag{8.2}$$

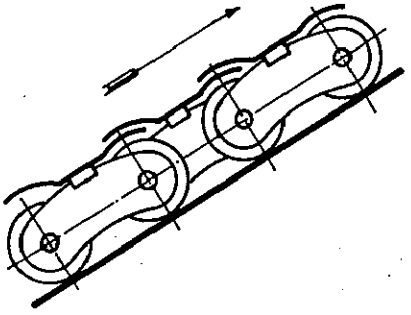


FIG. 8.9. — Estrado com taliscas (Fives-Lille Cail).

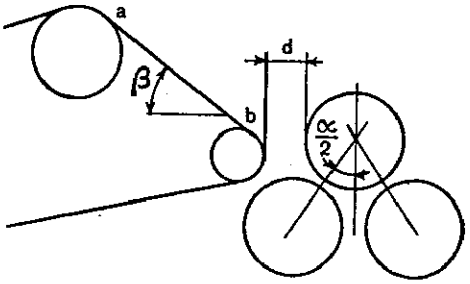


FIG. 8.10. — Alimentação por condutor com taliscas.

O plano *ab* deve ser o mais possível normal ao plano axial comum dos rolos superiores e de entrada, de maneira que o impulso recebido não seja parcialmente perdido pelo choque contra a superfície dos rolos. Isto corresponde a uma inclinação igual ao semi-ângulo $\frac{\alpha}{2}$ da abertura da moenda (cf. p. 301), ou seja, cerca de 34 a 40°:

$$\beta \approx \frac{\alpha}{2} \tag{8.3}$$

Inclinação da parte montante. — A parte ascendente dos condutores com rastelos ou taliscas recebe, em geral, uma inclinação de cerca de 25°. Entretanto,

em tandens muito compactos, chega-se a 30°. Quando o espaço disponível entre 2 moendas (por uma razão qualquer) é limitado, este valor pode ser perfeitamente ultrapassado por um condutor com rastelos. Neste caso, pode-se chegar a 50° ou até a 60° (30° C. SASTA, 1965, pp. 39-103). Para que o bagaço não adira aos rastelos, é importante terminar o condutor, na sua extremidade alta, por um pedaço de 30°, por meio de 2 polias de retorno instaladas na modificação do declive.

Velocidade. — A velocidade linear dos condutores intermediários deve ser superior à velocidade periférica dos rolos das moendas dianteiras. Realmente, não existe nenhum inconveniente em ultrapassar estas velocidades, que são fracas, e isto permite diminuir a camada de bagaço em trânsito e obter o efeito de impulso proporcionado pelo condutor com taliscas.

Maxwell (p. 200) indica uma velocidade 50 a 70% superior à velocidade periférica dos rolos das moendas para os condutores com rastelos e (p. 241) uma velocidade igual à dos rolos para os condutores com taliscas. Tromp (p. 312) aconselha uma velocidade superior, de 7 a 10% para os condutores com taliscas. Fives-Lille calcula cerca de 10% a mais para os condutores com taliscas e até 200% a mais para os condutores com rastelos. Obtém-se, portanto:

$$\begin{aligned} v' &= 1{,}5 \text{ a } 3\ v \text{ (condutor com rastelos)} \\ v' &\approx 1{,}1\ v \quad (\ \text{„} \quad \text{„ taliscas)} \end{aligned} \tag{8.4}$$

v' = velocidade linear dos condutores intermediários;

v = velocidade periférica dos rolos da moenda, na mesma unidade.

Quando é necessário, pode-se elevar a velocidade dos condutores intermediários até 40 m/min e mesmo 60 m/min (39° C. SASTA, 1965, pp. 99-103). São velocidades exageradas e, em geral, inúteis.

Potência. — Geralmente não há preocupação com a potência média consumida pelos condutores intermediários, porque esta potência é fornecida pela própria moenda e é, de alguma maneira, parte integrante da potência necessária para acionar a moenda. Voltaremos a falar nisso mais adiante.

De modo aproximado, pode-se indicar como valor:

$$T = 0{,}1A \tag{8.5}$$

T = potência média necessária para o condutor intermediário, em CV;

A = trabalho da moenda, em TCH.

Esta potência representa, de modo aproximado, 5% da potência total necessária para a moenda.

Conforme veremos mais adiante, estas duas indicações servem apenas para dar uma idéia, já que a potência absoluta, como também a potência relativa consumida, podem variar nitidamente acima ou abaixo destes valores.

C. Condutores intermediários fixos

O modelo é o condutor Meinecke (fig. 8.11).

É um sistema engenhoso, que evita qualquer mecanismo em movimento: o bagaço passa sozinho duma moenda à outra. É o bagaço que, ao sair da moenda, empurra sobre um plano inclinado, o bagaço que já saiu: assim que o bagaço atinge uma certa altura, ao longo do plano ascendente, ele desliza por si só sobre um segundo plano, inclinado em sentido inverso para a moenda seguinte.

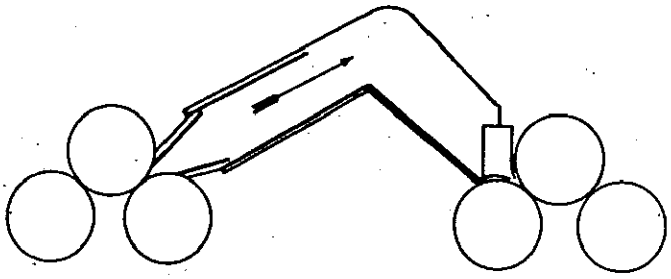


FIG. 8.11. — Condutor intermediário fixo (Meinecke).

A inclinação da parte ascendente é de cerca de 30° (27 a 35°). A da parte descendente tem cerca de 40°. Portanto, o ápice se acha a bem mais da metade da distância entre as duas moendas ligadas entre si.

Para forçar o bagaço, que sai da moenda anterior, a empurrar a camada, em vez de acumulá-lo, formando um obstáculo, o bagaço é fechado entre os 2 pentes, instalados perto do orifício de saída e formando um diedro de cerca de 10°. Os pentes são bastante prolongados, para que a fricção em suas paredes comprima o bagaço e lhe dê uma certa coesão, permitindo-lhe subir a parte inclinada como sólido, sem se romper.

Vantagens e inconvenientes. — Sob o ponto de vista do custo, desgaste e manutenção, este sistema seria, com certeza, ideal. Infelizmente possui as seguintes desvantagens:

1.° A alimentação da moenda seguinte deve pegar o bagaço sem ajuda. Observamos que, para condutores com rastelos, é preciso uma inclinação do chute de 50° para uma boa alimentação. Ora, não é possível atingi-la sem alongar em demasia a parte ascendente.

2.° A embebição é um problema bem mais grave. Procedendo à embebição, como de costume, na saída da moenda (o que seria possível por um dispositivo no interior dos pentes), não seria possível empurrar o bagaço mais pesado, devido à água. Se é embebido num ponto qualquer da parte descendente, a camada de bagaço rompe-se e a embebição não é uniforme. Além disso, há pessoas que se opõem à embebição efetuada perto demais da moenda seguinte, pois seria menos eficiente do que na saída da moenda anterior.

Se bem que este último argumento tenha pouco fundamento, as dificuldades constatadas na alimentação e, sobretudo, na aplicação conveniente duma embebição suficiente, impediram a difusão deste sistema bastante interessante.

Aliás, só pode ser empregado nos tandens muito compactos, nos quais as moendas ficam muito perto umas das outras.

Na Central de Punta Alegre, em Cuba (R. Q. Gonzalez, Cuba Azucar, janeiro-março 1969, p. 18), ter-se-iam conseguido eliminar a maioria destes inconvenientes e teriam sido obtidos os resultados satisfatórios com condutores intermediários Meinecke, adotando as seguintes disposições:

a) Inclinação da parte ascendente levada de 27 a 30°.

b) Inclinação da parte descendente levada de 43 a 45°.

c) O ângulo acentuado do ápice entre estas 2 partes é substituído por um arco de círculo, com raio = 0,47*D* (*D* = diâmetro dos rolos das 6 moendas), ou seja, exatamente 457 mm, cujo centro está a 2,84*D* do plano axial vertical do rolo superior da moenda precedente e a 2,21*D* do plano vertical do rolo superior da moenda seguinte. Portanto, as moendas apresentavam 5,05*D* de entre-eixo. Neste ponto a camada de bagaço rachava, sem, no entanto, quebrar. A embebição era efetuada em cima do ápice, por meio de pulverizadores com uma pressão de 3,5 kg/cm².

A alimentação da moenda efetuava-se por rolos alimentadores sob o bagaço, com um diâmetro de 0,47*D*, munidos de 12 ferros quadrados de 19 mm, girando a $v' = 1{,}36v$ (v = velocidade periférica dos rolos da moenda) e tangentes ao plano da parte descendente.

Abertura dos pentes Meinecke. — Gonzalez também aconselha que a abertura de entrada dos pentes seja de:

1.ª	moenda	5,5 e_A
2.ª	"	6,5 "
3.ª	"	7,0 "
4.ª	"	7,5 "
5.ª	"	8,0 "
6.ª	"	8,5 "

e_A = abertura de saída da moenda em atividade.

e a abertura da parte paralela segue a parte cônica: 1,23 a abertura de entrada.

Condutores intermediários com correias

O custo das correntes e das taliscas do condutor com taliscas originou a idéia de substituí-las por uma simples correia de borracha, como nos transportadores com correia para distâncias longas (fig. 8.12). A correia passa somente sobre dois tambores, um tambor superior de impulso, um inferior de retorno. O conjunto é bastante leve e pode ser movido por um pequeno motor elétrico com redutor, situado perto; às vezes, até no interior do tambor superior. Uma raspadeira flexível, colocada por cima do rolo de entrada e bem no alto da parte inferior, retira os pedaços de bagaço colados à correia pela água de embebição.

Estes condutores com correias fornecem uma solução moderna e econômica. Seu custo de instalação não é elevado, assim como também o custo da manutenção. A correia praticamente não se desgasta, se não houver deslocamento ou fricção em suas bordas. Para evitar isto, é preciso regular os eixos dos

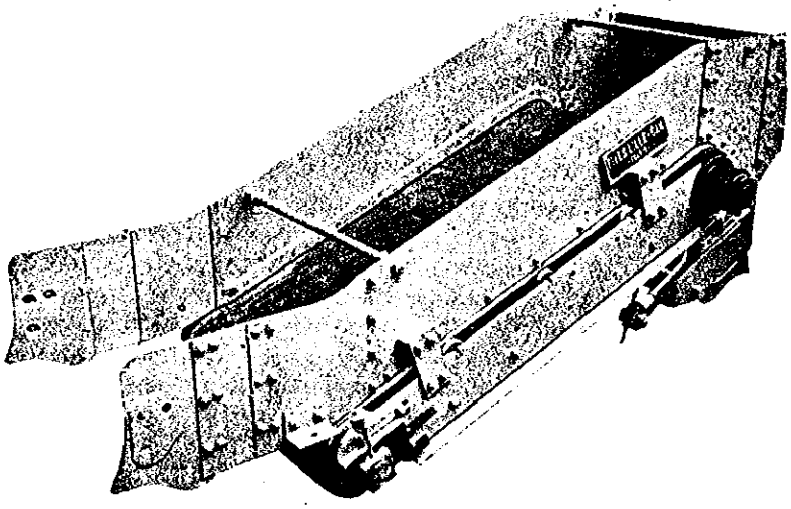


FIG. 8.12. — Condutor intermediário com correia.

dois tambores rigorosamente paralelos, para manter a correia bem centrada por uma curvatura muito pequena do tambor superior e, sobretudo, tomar todas as precauções para evitar a entrada do bagaço e, até, da poeira do bagaço, entre a correia e os tambores. Para conseguir isto, é preciso utilizar uma correia de largura superior à largura dos rolos, ultrapassando cerca de 10 cm de cada lado, sustentá-la nas 2 bordas superiores com numerosos pequenos rolos, levemente inclinados para o interior e muni-la com cantoneiras laterais de borracha flexível, impedindo a queda do bagaço entre as guias laterais e a correia. É também preciso fechar dos 2 lados o espaço livre entre as partes superior e inferior, por meio duma guia, indo de um tambor ao outro.

Condutores intermediários rápidos

A partir do momento em que a correia tornava o condutor leve, flexível e de fácil manejo, pensou-se em fazê-lo girar mais depressa. Maxime Rivière, em Bourbon, explorou a fundo esta idéia e construiu um condutor intermediário de alta velocidade. Seu objetivo principal era reduzir a espessura do bagaço no condutor a uma camada tão fina, que a embebição poderia atingir todo o bagaço de maneira uniforme. Nos condutores ordinários é difícil conseguir isto, pois a camada superior absorve a maior parte da água, em detrimento da inferior. Para diminuir esta deficiência, Rivière instalou um aspersor-repartidor, agindo sobre o bagaço na saída dos 2 pentes Meinecke e aspergindo água numa camada regular sobre a correia (fig. 8.13). Esta gira a uma velocidade igual a cerca de 8 a 20 vezes a velocidade periférica dos rolos, geralmente 80 a 140 m/min. Nestas condições, o bagaço se acomoda numa camada de cerca de 1 a 2 cm de espessura e a correia pode ser vista através desta camada. Um receptor de embebição despeja a água ou o caldo numa chapa tipo Maxwell, assegurando

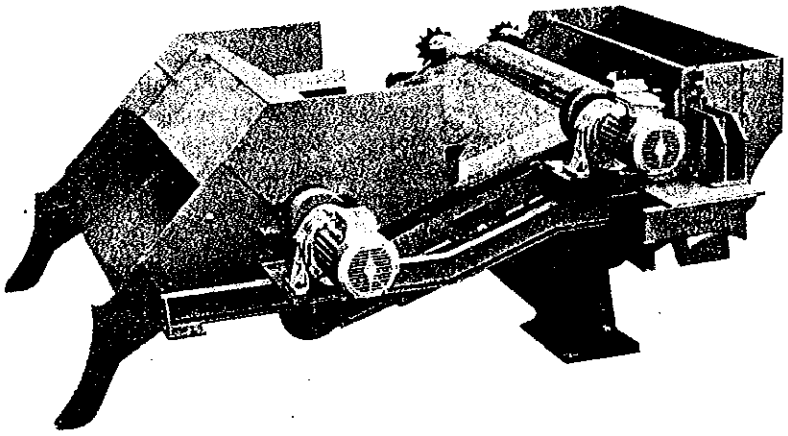


FIG. 8.13. — Condutor intermediário com correia rápida, modelo Rivière.

uma lâmina contínua de líquido sobre toda a largura do condutor. Nenhum outro equipamento de aspersão sobre uma camada espessa (cf. p. 352) permite uma distribuição tão regular da embebição (fig. 8.14).

O motor de impulsionamento da correia é de 3 a 5 CV, o do aspersor é de 6 a 8 CV. O aspersor deve, na ponta dos dentes, ter um diâmetro de cerca de 50% do diâmetro dos rolos e um número de 100 a 120 dentes por m de largura. Estes podem ser distribuídos em 12 fileiras em volta do pequeno rolo que os sustenta. O rolo deve girar entre 300 a 400 rpm.

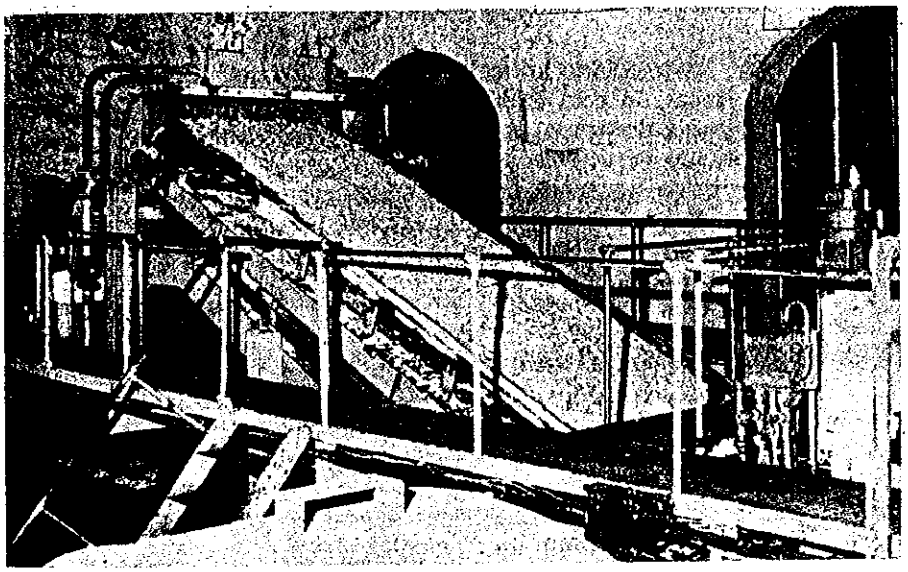


FIG. 8.14. — A camada de bagaço sobre o condutor rápido.

Não constatamos que, nos limites indicados, a velocidade da correia tenha uma influência notável sobre a extração: 120 m/min não marca uma diferença em relação a 60 m/min, se bem que a camada, teoricamente, seja duas vezes mais fina no primeiro caso. Assim, pensamos não ser conveniente exagerar a velocidade. Uma boa velocidade de correia é a que projeta o bagaço exatamente no meio da boca formada entre o tambor superior e os rolos superior e de entrada. Esta velocidade revela-se favorável à alimentação da moenda e deve ser preferida a uma velocidade alta da correia, que projeta o bagaço sobre o rolo superior.

Esta boa alimentação regular é uma das características felizes do condutor rápido. Se bem que a distribuição ótima de embebição tenha sua razão de ser, não se deve alimentar ilusões demasiadas sobre a vantagem a ser obtida: com efeito, uma regularização da embebição efetua-se sempre na pega dos 2 rolos de entrada. O excesso de líquido da parte molhada é espremido pela pressão e imediatamente absorvido pela parte seca. Por este motivo, uma excelente distribuição só alcança realmente significado para porcentagens fracas de embebição, para as quais a correção automática na pega se torna insuficiente. Sabemos que usinas sul-africanas, com alta embebição, experimentaram a esteira Rivière e a abandonaram, pois não melhorava sua extração. Somos, porém, partidários deste sistema: assegura uma boa distribuição da embebição, assegura uma alimentação ótima, sendo que nem a instalação, nem a manutenção custam caro.

O condutor intermediário rápido pode ajustar-se muito bem com o "press-roll" (cf. p. 112). Este só serve em caso de sobrecarga extrema, porém a combinação se revela eficiente, se os dois sistemas são bem regulados (velocidade da correia e regulagem do press-roll sob o bagaço).

Condutores intermediários de uma só peça

O condutor intermediário dificulta o acesso à moenda, na ocasião de desmontagens e trocas do rolo inferior, e deve ser retirado a cada uso. Para evitar trabalho e perda de tempo, este é, hoje em dia, fabricado de tal maneira que possa ser retirado verticalmente, em uma só peça, pela ponte rolante, as guias laterais formando um bloco com o condutor propriamente dito. Ganchos fixados nas quatro extremidades das guias laterais permitem retirar o bloco por meio de 2 cabos. É um aperfeiçoamento que permite um ganho de tempo precioso e que se deve exigir.

CHUTE DE SAÍDA DA ÚLTIMA MOENDA

O bagaço relativamente seco da última moenda, que não é mais embebido, desliza com mais facilidade do que o bagaço das outras moendas com embebição. Entretanto, mesmo sobre uma superfície lisa, como a chapa polida pela fricção ou madeira encerada, o bagaço necessita ainda uma inclinação de 38 a 40° para deslizar por meios próprios. É melhor calcular em geral 40° e não ir a menos de 45° sobre um plano inclinado bastante longo, para não impedir o deslizamento do bagaço, por acaso mais úmido que o normal.

Estes valores continuam, com certeza, válidos para as bicas de alimentação nas fornalhas das caldeiras.

ALIMENTAÇÃO POR GRAVIDADE

Não se podem alimentar ilusões, quanto à ajuda proporcionada pelo impulso do condutor com taliscas na alimentação. Esta ação é muito fraca e para senti-la é suficiente pôr a mão na camada de bagaço, levada pelo condutor.

A alimentação por gravidade, isto é, a alimentação efetuada por simples queda no chute (figs. 8.4 e 8.6) que vem a seguir dum condutor com rastelos, não proporciona nenhum "impulso" direto: o peso do bagaço paralelo à chapa do fundo do chute se choca em grande parte contra a superfície do rolo de entrada (fig. 8.6). Entretanto, esta força não é perdida: pela fricção do bagaço ela provoca uma aderência proporcional do bagaço ao rolo de entrada, donde se origina um impulso de alimentação, o qual, mesmo sendo indireto, é bastante eficiente.

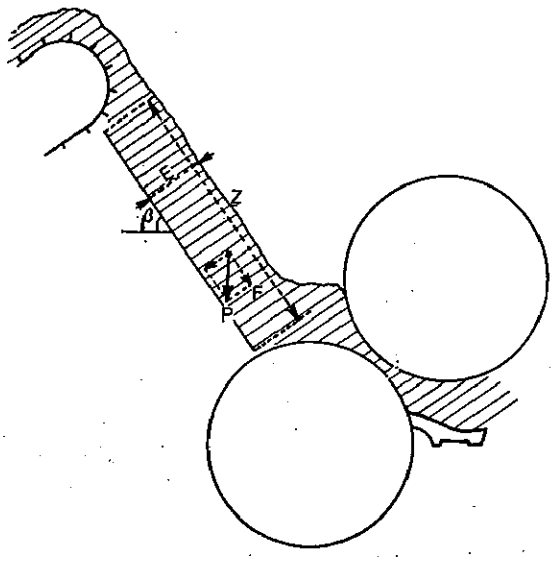


FIG. 8.15. — Alimentação por gravidade.

Nos condutores com rastelos clássicos (fig. 8.6), este efeito não é superior ao impulso dos condutores com taliscas (figs. 8.8 e 8.10); porém, é possível aumentá-lo significativamente.

Com efeito, calculando a pressão em kg por dm², tal qual é exercida sobre uma secção perpendicular ao plano da chapa do fundo do chute e na base deste, ela terá o seguinte valor (fig. 8.15):

$$F = \frac{P(\operatorname{sen}\beta - \varphi \cdot \cos\beta)}{S} \qquad (8.6)$$

P = peso do bagaço, em kg;

φ = coeficiente de fricção do bagaço sobre a chapa;

S = superfície da secção considerada, em dm²;

β = ângulo de inclinação da chapa de fundo do chute.

Obtém-se:
$$\frac{P}{S} = \frac{LEZd}{LE} = Zd \qquad (8.7)$$

L = largura dos rolos, em dm;

E = espessura da camada de bagaço, em dm;

Z = comprimento da chapa de fundo do chute, em dm;

d = densidade aparente do bagaço, em kg/dm³.

d é de cerca de 0,400 na 1.ª moenda (sem compactação), mas pode variar de 0,300 a 0,600 (0,600 com compactação, TSJ, outubro 1958, p. 17) e, nas outras moendas, pode ser tomada como aproximadamente igual a:

$$d = 0{,}1\left(\frac{1}{1-h} + \lambda\right) \qquad (8.8)$$

h = umidade para 1 de bagaço;

λ = embebição por 1 de fibra (cf. p. 109).

Ou seja, cerca de 0,300 a 0,400, conforme a porcentagem da embebição.

φ depende do bagaço e do estado mais ou menos polido da chapa. Geralmente, pode-se tomar: φ = 0,25 a 0,30 (os valores dados na p. 119 referem-se aos rolos com ranhuras, e não a chapas lisas).

Mais precisamente, esta densidade varia com a altura vertical do bagaço acumulado e aumenta com ela. Será suficiente contentar-se com os valores médios abaixo:

Temos, então:

$$F = Zd(\operatorname{sen}\beta - \varphi \cdot \cos\beta) \qquad (8.9)$$

Dando a d e a φ valores médios, obtemos o quadro seguinte:

QUADRO 8.1

Valor em kg/dm² do componente de alimentação por gravidade em função do comprimento Z do chute e de sua inclinação β (d = 0,40; φ = 0,30)

Z \ β	50°	60°	70°	80°	90°
1 m	2,29	2,86	3,35	3,73	4
2 „	4,59	5,73	6,70	7,46	8
3 „	6,88	8,59	10,05	11,19	12
4 „	9,17	11,46	13,39	14,93	16
5 „	11,46	14,32	16,74	18,66	20

Pelo quadro se compreende a enorme importância das quedas compridas e das fortes inclinações, quando podem ser executadas. Em Monymusk (25.º C. QSSCT, p. 86), a queda da 1.ª moenda tem 6,40 m de comprimento e 53° de inclinação. Em Pioneer (Austrália), a 1.ª moenda tem 3 m e 65°, a 4.ª tem 4,25 m e 60°, a 3.ª, 3,35 m e 90°.

Chute. — Com uma inclinação acima de 55° da chapa de fundo do chute torna-se indispensável colocar uma chapa frontal, CD; a partir deste valor o bagaço cai para fora (fig. 8.16).

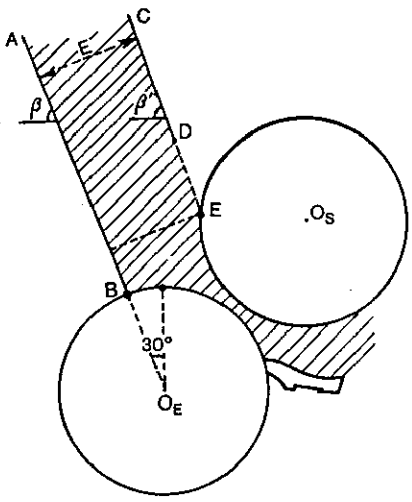


FIG. 8.16. — Queda Donnelly.

Na alimentação por gravidade, adota-se então um chute *ABCD*, cuja chapa do fundo *AB* se encosta no rolo de entrada do ponto *B*, situado a 30° atrás do plano axial vertical e cujo plano da chapa frontal *CD* se encosta no rolo superior no ponto *E*, situado no plano axial horizontal. A espessura *E* do chute varia pouco com os valores normais do ângulo β (55 a 90°). Deverá ter entre 0,40 e 0,75 do diâmetro dos rolos, conforme sua velocidade periférica *v*: 0,40 para $v = 14$ m/min, 0,75 para $v = 10$ m/min (Donnelly, QSSCT, 28.°, p. 75).

Van Hengel (SASTA, 38.° C., abril 1964, p. 33) acha estes valores altos demais e propõe reduzi-los a $E = 11$ ou 12 vezes (para uma 1.ª moenda ou uma 2.ª) e a $E = 8$ vezes (para uma última moenda) a abertura de saída da moenda em atividade, e_A. Em seu cálculo, porém, não leva em consideração nem o deslizamento, nem o coeficiente de arrastamento duma coluna de bagaço pela superfície do rolo. Ora, o rolo arrasta com sua velocidade *v* (ou $v \cos \alpha$, se a coluna de bagaço entra em contato com a superfície do rolo, a $\alpha°$ acima do diâmetro perpendicular à coluna) somente a camada que o toca (supondo não haver deslizamento), e a velocidade de arrastamento *v'* do conjunto da coluna só pode ser uma fração de *v*; muitas vezes $v' = 0{,}6v \cos \alpha$ (arrastamento por um só lado) ou $0{,}8v \cos \alpha$ (arrastamento entre o rolo superior e o rolo alimentador). Seguindo este raciocínio, deveríamos adotar:

Valor da espessura E do chute
(ou do espaço de regulagem entre os rolos superior e alimentador)

	Chute sem rolo alimentador	*Com rolo alimentador*
1.ª ou 2.ª moenda	$16e_A$	$14e_A$
Última moenda	$12e_A$	$10e_A$

fica subentendido que estes valores não ultrapassam os propostos por Donnelly.

Munro (INV., p. 160) cita o caso da usina de Isis, na Austrália, que teria obtido um resultado excelente, adotando uma queda de 80°, cuja superfície, à chegada aos rolos, era de 5 dm² por kg/m² de carga-fibra (cf. p. 162).

Para conseguir o valor desejado de *E*, é possível modificar um pouco a posição do ponto *B*, em relação à que foi indicada.

Se $\beta < 60°$, toma-se para *B* o ponto situado a $(90° - \beta)$ para trás do plano axial vertical do rolo de entrada.

A pressão total do bagaço sobre o rolo de entrada tem como valor o produto da pressão *F* pela superfície considerada do rolo de entrada, projetada sobre um plano perpendicular a *AB*.

Achamos que o melhor ângulo a ser adotado para β deve estar próximo a 80°. Sendo possível alcançá-lo sem inconvenientes na maneira de sustentar o chute, o ângulo de 90° seria, evidentemente, o ideal.

Sendo D a borda inferior da chapa do fundo, o intervalo DE pode, sem inconvenientes, atingir 30 cm. Permite observar o bagaço e verificar a compacidade da massa na parte baixa do chute.

O chute deve ser levemente alargado para baixo, isto é, a chapa frontal CD deve ter uma inclinação β' inferior em cerca de 1° à de β da chapa de fundo AD. Assim, evita-se qualquer resistência e formação de vazios, torna-se insignificante a fricção sobre a chapa frontal e a matéria de alimentação pode atingir seu valor máximo.

O coeficiente de fricção φ' do bagaço sobre o rolo de entrada é superior a φ, porque a superfície do rolo é escolhida para permitir a melhor pega possível pelas ranhuras e pela textura de seu metal. Para rolos com ranhuras pode-se, geralmente, tomar $\varphi' = 0{,}30$ (metal polido) a 0,40 (metal áspero).

Altas tonelagens e rolo alimentador. — As disposições dadas (fig. 8.16) revelam-se, às vezes, insuficientes nos tandens que trabalham ao máximo de sua capacidade: o chute fica estreito demais. Por isso, indicamos abaixo uma outra disposição, correspondendo à largura máxima admissível do chute. Consiste (fig. 8.17) em fazer alcançar as chapas do chute um ponto E sobre o rolo superior e um ponto F sobre o press-roll, dados pela figura.

Consideramos o caso do press-roll, porque é muito útil no caso de tonelagens máximas. A chapa de trás, AF, pode ser colocada conforme indicação anterior e o rolo regulado de modo a respeitar o ângulo α', de maneira que:

$$\alpha' = 135° - (\beta + \varepsilon) \tag{8.10}$$

β = ângulo de inclinação da chapa AF;

ε = ângulo $O\omega Z$ = ângulo de $O\omega$ com a horizontal.

A chapa anterior a CE alcança em E o ponto escolhido para que o ângulo $\alpha = \omega OE$ seja definido por:

$$\cos \alpha = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{a}{D}\right) \tag{8.11}$$

a = intervalo entre rolo alimentador e rolo superior;

D = diâmetro dos rolos.

Conclusão. — Quando o intervalo entre as moendas o permite e quando é possível atingir com a chapa do fundo um comprimento de, no mínimo, 2 m, a gravidade pode levar a uma alimentação muito positiva e eficiente, superior à alcançada com a maioria dos equipamentos clássicos de alimentação, tais como empurradores ou rolos.

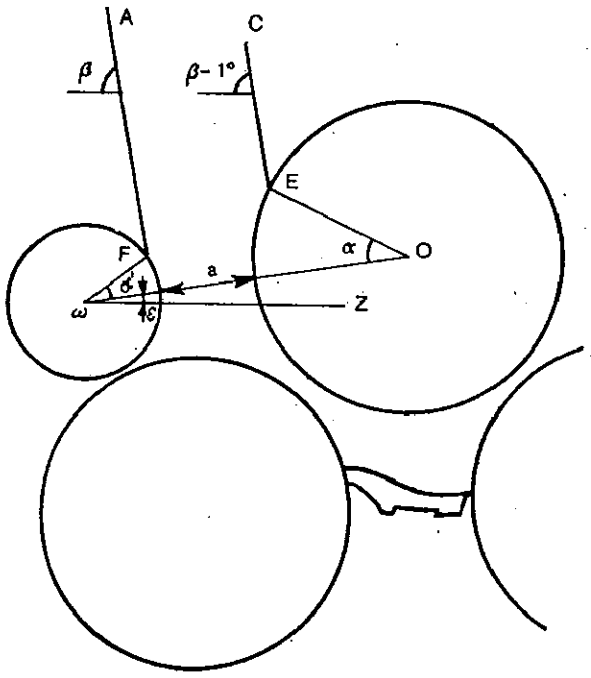


FIG. 8.17. — Queda Donnelly. Disposição do press-roll.

É indicada, principalmente, para a 1.ª moenda, onde é mais fácil obter uma queda alta. Neste caso, a queda não deve ser interrompida por um separador magnético, que deve ser instalado em outro lugar.

Nas outras moendas a queda é tanto mais importante quanto mais alta a embebição. Com efeito, o material de alimentação é proporcional à densidade *d*, a qual cresce com a embebição (cf. fórm. 8.8). Para uma embebição $\lambda = 2$, a densidade já passa do dobro da densidade do bagaço não embebido.

Estabelecimento da fórmula 8.8. — A densidade aparente do bagaço com 45% de umidade, em camada de alguns dm, é de cerca de 0,180 kg/dm³. Ora, 1 dm³ deste bagaço contém:

$$180 \times 0{,}45 = 80 \text{ g de água,}$$

e um pouco menos de:

$$180 - 80 = 100 \text{ g de fibra.}$$

Como o volume do bagaço varia pouco com sua umidade (na realidade, em camada grossa, seu volume até diminui levemente, quando sua umidade aumenta, por causa da compactação das camadas inferiores sob o peso das camadas superiores), consideramos que o peso do dm³ é representado por 100 g de fibra, a que se junta o peso da água contida.

A partir daqui, designamos por:

h = umidade do bagaço, em peso de água por unidade de peso de bagaço úmido, antes da embebição;

W = peso de água por unidade de peso de fibra seca, no bagaço embebido;

h' = umidade do bagaço, após a embebição;

λ = relação do peso de água (ou caldo) de embebição com o peso de fibra (cf. p. 322);

f = peso de fibra por 1 de cana = fibra da cana;

F = peso de fibra por 1 de bagaço = fibra do bagaço antes da embebição;

B = peso do bagaço por 1 de cana, antes da embebição.

Desprezando as matérias em solução do caldo, obtém-se:

$$W = \frac{h'}{1 - h'}$$

Relacionando os pesos a 1 de cana, o peso da água de embebição será λf e o peso da água no bagaço, após a embebição:

$$Bh + \lambda f = h\frac{f}{F} + \lambda f = f\left(\frac{h}{1-h} + \lambda\right)$$

Após a embebição, a umidade do bagaço se torna:

$$h' = \frac{f\left(\frac{h}{1-h} + \lambda\right)}{f + f\left(\frac{h}{1-h} + \lambda\right)} = \frac{h + \lambda(1-h)}{1 + \lambda(1-h)}$$

A densidade aparente do bagaço após a embebição é, portanto:

$$d = 0{,}100(1 + W) = 0{,}100\left(1 + \frac{h'}{1-h'}\right) = \frac{0{,}100}{1-h'} = 0{,}100\left(\frac{1}{1-h} + \lambda\right) \quad (8.8)$$

ROLO SUPERIOR CHEIO

Em Queensland, é prática comum deixar o rolo superior se encher de bagaço*. Para isto é preciso muni-lo de um pente liso, em vez de um dentado que se ajusta às ranhuras, e regular este pente para que passe a 2 ou 5 mm da ponta dos dentes.

Em geral, porém, esta medida não é suficiente. Ainda é necessário que o rolo superior possua ranhuras com um ângulo de 32 a 35° e que a superfície do metal seja suficientemente áspera. Esta última condição obtém-se em Queensland depositando nas arestas dos dentes e seus lados, pontas com um elétrodo de carbono. Esta operação é designada de "arcing" ou picamento.

O rolo superior sujo pega melhor o bagaço. Além disso, os australianos (Donnelly, 25.° C., QSSCT, p. 89) consideram que o enchimento das ranhuras impede o refluxo do caldo espremido por cima do bagaço, onde forma uma bacia na frente do rolo superior, com o caldo passando pelo fundo das ranhuras deste rolo. Em todo caso, a observação demonstra que o enchimento do rolo superior impede este fenômeno deplorável. Se uma ranhura não se enche, ela provoca um jato de caldo no lado da entrada; esta ocorrência dá mais importância à tese australiana. Igualmente, afirmam que este enchimento impede também a passagem do caldo pelo lado da saída, fenômeno bem mais difícil de ser constatado, mas bem mais grave, porque então o caldo é reabsorvido pelo bagaço que deixa a moenda. Donnelly conseguiu, em Pioneer, com rolo cheio,

* No Brasil, este sistema chama-se "de rolo sujo". (N. do T.)

umidades em torno dos 42% na última moenda, baixando, às vezes, até 39%, o que fortalece bastante seu ponto de vista.

A primeira afirmação está correta; a segunda parece perfeitamente possível. É confirmada pelo fato da camada superior de bagaço, saindo duma moenda, apresentar sempre uma umidade superior à umidade média da totalidade do bagaço, conforme se verificou freqüentemente.

Trabalhando com o rolo superior cheio, é preciso levar em conta, para a regulagem, o volume ocupado pelo bagaço de enchimento e considerar, conseqüentemente, o rolo superior cheio como sendo substituído pelo rolo liso que envolve os dentes.

Porém, com o uso de aparelhos para medir ou registrar o levantamento do rolo superior, esta aproximação é por demais inexata para fornecer uma correção válida dos valores lidos ou registrados: o rolo cheio não permite conhecer a camada de bagaço conservada em sua volta; é incerta e variável demais.

INFLUÊNCIA DA EMBEBIÇÃO NA ALIMENTAÇÃO

O bagaço embebido é pego menos facilmente pelas moendas do que o bagaço não embebido. Os encarregados das moendas tendem, freqüentemente, a diminuir a embebição, quando ocorrem dificuldades de alimentação ou engasgos. Não se deve deixar a eles o controle da embebição, para que este expediente, geralmente desastroso do ponto de vista financeiro, não seja empregado. É importante procurar a causa do engasgo.

De outro lado, o bagaço embebido com água quente é pego menos facilmente do que o bagaço embebido com água fria. Dispondo de água fria e quente, é possível acabar com certos problemas de alimentação, principalmente na última moenda, passando da água quente para a fria, sem diminuir a porcentagem de embebição.

ALIMENTADORES

O pesadelo dos engenheiros encarregados das moendas são os engasgos. Quando uma moenda trabalha quase à sua capacidade máxima, muitas vezes é preciso pouca coisa para provocar transtornos: pistão hidráulico friccionando ou lento; bagaceira alta ou baixa demais; dentes da bagaceira gastos, os dentes entrando mal nas ranhuras do rolo de entrada; espaço insuficiente para a passagem do caldo na parte traseira da bagaceira; má regulagem das aberturas de entrada e de saída da moenda; desgaste de um ou dos 3 rolos; variações consideráveis da fibra da cana etc. A multiplicidade das causas possíveis torna difícil a procura da causa exata do mal e, às vezes, passam-se várias semanas antes de conseguir remediá-lo eficientemente.

De outro lado, sem poder culpar nenhum dos equipamentos, às vezes, é impossível efetuar, numa moenda já carregada, a embebição desejada.

Por esta razão, pratica-se cada vez mais a alimentação forçada. Esta consiste em obrigar o bagaço a entrar na moenda com a ajuda de um aparelho especial.

Há dois modelos principais de alimentadores:

A) Os alimentadores rotativos.

B) » alternativos.

A. Alimentadores rotativos

a) **Rolo sobre o bagaço.** — O aparelho mais difundido é o rolo alimentador. É principalmente empregado com condutores intermediários e taliscas. É instalado por cima do chute do bagaço e movido pelo rolo superior (fig. 8.18). O melhor sistema é aquele em que o eixo e as 2 barras de espaçamento que o ligam ao eixo do rolo superior formam um quadro rígido, que oscila em volta deste eixo ou em volta dum suporte, situado na parte de trás e suficientemente alto para que o aumento da camada de bagaço o suspenda facilmente. Desta maneira, o rolo pesa sobre a camada, que comprime levemente, levantando-se quando a camada aumenta. Sua superfície é sulcada longitudinalmente, ou guarnecida de pequenas cantoneiras. Seu diâmetro exterior é inferior ao dos rolos da moenda e igual à metade ou a 2/3, às vezes, 3/4 ou 4/5 deste. As rodas dentadas que o acionam devem ser calculadas para que sua velocidade periférica, v', seja superior à dos rolos da moenda, v:

$$v' = 1{,}1v \quad \text{à} \quad 1{,}7v \tag{8.12}$$

No caso dos condutores com taliscas, esta velocidade v' deve ser igual à do condutor (cf. fórm. 8.4).

b) **Press-roll.** — O rolo alimentador embaixo do bagaço é igualmente usado (fig. 8.19). Possui então um diâmetro de cerca de 1/2 a 2/3 do dos rolos da moenda. É importante que este diâmetro seja bastante grande, o que melhora a

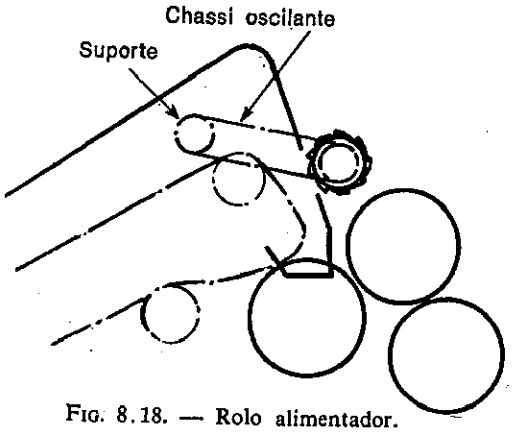


FIG. 8.18. — Rolo alimentador.

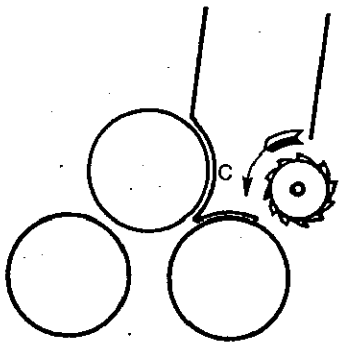


FIG. 8.19. — Press-roll.

superfície de contato e pega, isto é, o efeito de acamamento do bagaço. O efeito pode ser melhorado, guarnecendo o rolo com ranhuras de, por exemplo, 10/13 mm. Às vezes, é munido duma pequena bagaceira que o liga ao rolo de entrada: esta não é sempre fácil de ser regulada e pode, aliás, ser retirada, o que permite a aproximação do rolo alimentador ao rolo de entrada. O rolo recebe uma veloci-

dade periférica v' um pouco superior à velocidade periférica v dos rolos da moenda:

$$v' = 1{,}08v \quad \text{à} \quad 1{,}10v \tag{8.13}$$

A regulagem c deverá ser a menor possível, sem que o bagaço transborde por cima do rolo superior. Esta condição é obtida nas moendas bem reguladas, quando c é aproximadamente 6 vezes a abertura de saída em movimento, e_A, desta moenda (cf. p. 165) (36.º C. SASTA, p. 63). Se esta abertura de saída tem, por exemplo, 20 mm, o intervalo entre os diâmetros médios do press-roll e do rolo superior deverá ser de cerca de: $6 \times 20 = 120$ mm.

Van Hengel (SASTA, 38.º C., abril 1964, p. 35) calcula: $c = 7e_A$ para uma 1.ª moenda, baixando a $c = 5e_A$ para uma última moenda.

Para permitir esta regulagem, o fabricante prevê o suporte de modo que permita um deslocamento horizontal do rolo de 125 a 150 mm aproximadamente $(c' - c'')$.

O espaço deixado entre o press-roll e o rolo de entrada é de 5 mm, normalmente. Deve ser o menor possível. A firma Cail insiste em que o eixo do press-roll seja o mais baixo possível em relação ao eixo do rolo superior, assinalando que a alimentação se torna defeituosa, se o eixo do press-roll passa acima do eixo do rolo.

Um press-roll por baixo e bem regulado permite, muitas vezes, uma diminuição da relação de regulagem entre as aberturas de entrada e as de saída da moenda. Esta relação pode passar, por exemplo, de 2 a 1,8. Uma redução destas corresponde sempre a uma melhora da extração.

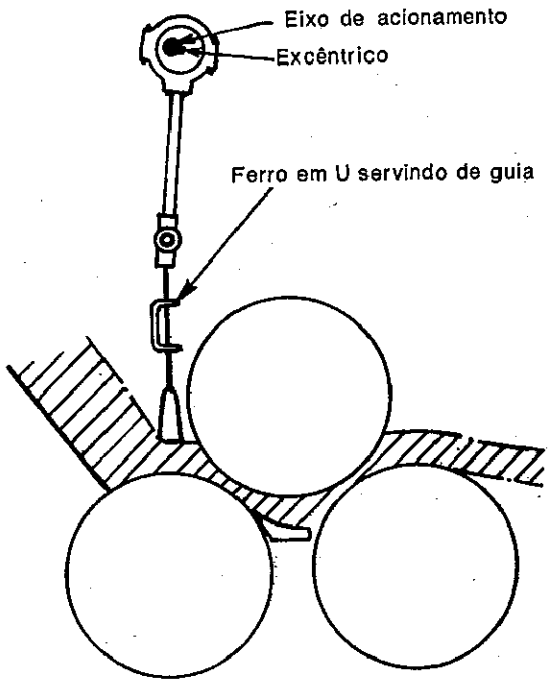


FIG. 8.20. — Empurrador-alimentador alternado vertical.

B. Alimentadores alternados

Os alimentadores alternados tiveram um papel importante, principalmente na Austrália, mas desapareceram, praticamente. Não são mais usados numa moenda nova. Entretanto, quando ocorrem dificuldades nas moendas sobrecarregadas, recorre-se, algumas vezes, a eles, como um expediente de emergência. Preocupar-nos-emos com eles como com simples dispositivos eventuais.

O aparelho de uso mais freqüente neste sentido é o "empurrador-alimentador" (fig 8.20). É uma simples barra re-

tangular exercendo pressão sobre a camada do bagaço na entrada da moenda e efetuando movimentos sobre todo o comprimento do rolo, nas moendas que se engasgam.

Estes empurradores podem ser verticais e trabalhar perto do rolo superior, ou horizontais e trabalhar perto do rolo de entrada. O aparelho pode também combinar os 2 empurradores agindo alternadamente.

Os empurradores são movidos por biela e manivela, ou, preferivelmente, por excêntrico. Devem executar um número n'' de golpes por minuto, igual a 20 vezes a velocidade n de rotação dos rolos, calculada em rpm, ou seja:

$$n'' = 20n \tag{8.14}$$

sem que esta velocidade, entretanto, ultrapasse 120 golpes por minuto. Seu curso deve ser cerca de 40% do diâmetro dos rolos.

Tromp (FAS, março 1942, p. 21) requer que sua velocidade seja o dobro da velocidade periférica dos rolos:

$$v'' = 2l''n'' = 2v \qquad l''n'' = v \tag{8.15}$$

v'' = velocidade média do empurrador, em metros/minuto;
l'' = curso do empurrador, em metro;
n'' = número de cursos de ida e volta do empurrador por minuto;
v = velocidade periférica dos rolos, em metros/minuto.

Se esta condição se realizasse ao mesmo tempo que o curso acima indicado, levaria a: $n'' = 8n$, valor muito inferior ao aconselhado acima. Trata-se, provavelmente, de aparelhos mais lentos, com curso mais comprido, previstos para camadas muito altas de bagaço, como são encontradas em Cuba.

A barra é uma simples viga de madeira. Sua altura H e sua espessura e devem ser escolhidas preferivelmente da seguinte maneira:

$$H = 20q \qquad e = 1{,}2\frac{v}{n''} = 1{,}2\frac{\pi Dn}{n''} = 3{,}8D\frac{n}{n''} \tag{8.16}$$

H = altura da viga, em mm;
e = espessura da viga, em mm;
D = diâmetro médio dos rolos da moenda, em mm;
q = carga-fibra da moenda, em kg/m² (cf. p. 161);
n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;
n'' = número de golpes/minuto do empurrador.

É conveniente que a viga, em vez de ter forma retangular, tenha uma altura máxima e uma secção em forma de ogiva. Isto evita um acúmulo do bagaço sobre o lado superior e sua projeção para o alto a cada golpe.

O excêntrico deve girar no mesmo sentido que o cilindro de entrada: se ocorrer um pequeno jogo na guia, este se transmitirá por um pequeno impulso horizontal favorável.

É conveniente, também, em vez de deixar o empurrador num plano vertical, incliná-lo de 5 ou 10° para o lado da entrada do bagaço: menos bagaço é agarrado e o impulso é mais bem orientado.

Potência. — O rolo alimentador, como o empurrador, necessita 3 a 9 CV, geralmente 6.

Aumento de capacidade. — Os dois sistemas melhoram a capacidade da moenda de 10 a 20%. O empurrador suporta mais facilmente as embebições fortes. Toda moenda trabalhando com sobrecarga, ou perto de seu limite, deve ser munida dum press-roll por baixo do bagaço, mais eficiente que o rolo alimentador por cima do bagaço.

ROLOS GEMINADOS DE ALIMENTAÇÃO FORÇADA

Este sistema, desenvolvido na Austrália pela Colonial Sugar Refining Co. sob o nome de "Pressure-Feeder", difundiu-se em Queensland e na África do Sul. Seu objetivo é vencer as dificuldades de alimentação, ocasionadas pelo bagaço muito fino e pela embebição com temperaturas altas. Consiste (fig. 8.21) em um par de rolos colocados acima da moenda e ligados a esta por um corredor fechado, levemente divergente, que conduz o bagaço de maneira contínua entre a saída dos dois rolos e a entrada da moenda.

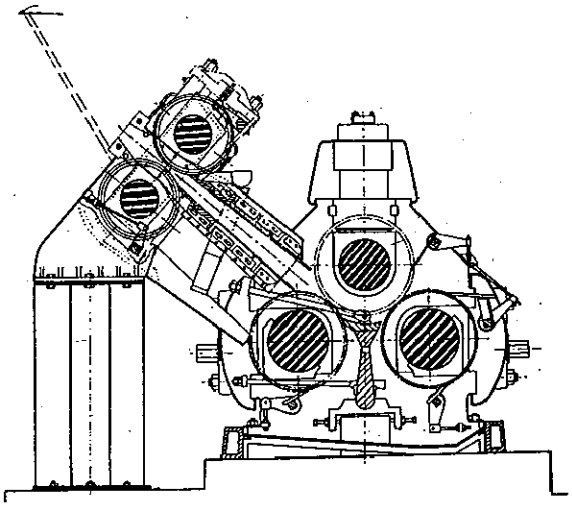


FIG. 8.21. — Rolos geminados de alimentação forçada.

Estes dois rolos são acionados pelo motor da moenda, geralmente por intermédio duma roda dentada suplementar e dum quadrado. Extraem uma grande quantidade do caldo, reduzindo assim a umidade do bagaço embebido

BIBLIOTECA
Gen. A. Xavier Carmo
SERTÃOZINHO

que chega à moenda e fornecendo-lhe uma matéria mais seca, sob uma pressão de alimentação relativamente alta.

A ação desta alimentação forçada é contínua e regular, contrariamente à ação intermitente dos empurradores. É muito mais enérgica do que a compressão leve exercida pelos rolos alimentadores comuns. Por isso, obtém-se uma melhora nítida da tonelagem e da umidade do bagaço. Hollywood (QSSCT, 16.º, p. 209) indica um aumento de tonelagem de 77,1 a 81,1 TCH, ou de 5%, e uma diminuição da umidade do bagaço final de 49,6 a 46; neste caso, os rolos geminados de alimentação forçada substituíam os empurradores na última moenda. Na Austrália, é considerado o único aparelho que permite manter uma capacidade alta com uma forte embebição.

São geralmente instalados na última moenda, às vezes, em moendas intermediárias e até na 1.ª moenda. Uma destas instalações na Austrália (XI C. ISSCT, p. 1148) teria conseguido uma umidade do bagaço da 1.ª moenda inferior a 52%.

1. **Diâmetro.** — O diâmetro dos rolos varia de 60 a 100% do diâmetro dos rolos da moenda alimentada; geralmente é de cerca de 80%.

2. **Superfície.** — A superfície destes rolos pode ser lisa ou, de preferência, entalhada; pode ser guarnecida de chevrons. Os dois rolos, tanto o superior como o inferior, são munidos de ranhuras Messchaert (cf. p. 128).

3. **Disposição.** — O plano axial dos dois rolos é, geralmente, a 45º do horizontal. O eixo da calha de alimentação forçada entre rolos geminados e moenda está, na medida do possível, no mesmo plano axial, assim como no plano axial do rolo superior e do de entrada da moenda.

O interior desta calha é guarnecido com uma chapa de aço inoxidável, a fim de reduzir a fricção do bagaço e de facilitar sua progressão, diminuindo, ao mesmo tempo, a força exigida e o desgaste. A pressão desenvolvida neste condutor é de 70 a 100 g/cm², porém atinge, às vezes, 1 kg/cm².

A calha deve sair dos rolos seguindo uma geratriz situada entre 15 e 20º, a partir de seu plano axial.

O afastamento das paredes superior e inferior deve ser, no mínimo, de 3 1/2º (7%) (QSSCT, 36.º, p. 389), se bem que Murry e Shann (STR, Vol. 1, n.º 1, p. 52) indiquem 1/16 = 6,25%.

A calha deve entrar em contato com o rolo superior e o de entrada, seguindo uma geratriz que forma um ângulo $\leqslant 40^\circ$ com seu plano axial.

O coeficiente de empuxo à saída da calha, isto é, à entrada da moenda, deve ser, no mínimo, de 80 a 100 kg/m³, preferivelmente por volta de 140 kg/m³. Seu valor à entrada da calha é o mesmo. Por exemplo, calcula-se:

Coeficientes de empuxo

	Entrada	*Saída*
1.ª moenda	104	96 kg/m³
2.ª „	112	104 „
3.ª „	120	112 „
4.ª „	128	120 „
5.ª „	136	128 „

Aconselham-se (STR, Vol. 1, n.º 1, p. 52) ranhuras grandes para os 2 rolos, por exemplo, com um passo de 50 mm e um ângulo de 34 ou 35º.

4. **Velocidade.** — A velocidade dos rolos deve ficar numa relação fixa à velocidade dos rolos da moenda. É fácil, porque são acionados por um conjunto de engrenagens, movido pelo mesmo motor.

Normalmente, estes rolos recebem uma velocidade periférica igual a 1,5 vezes a dos rolos da moenda. Na Austrália (XI C. ISSCT, Hollywood e Clarke, p. 1145), esta relação varia de 1,3 a 1,7.

5. **Regulagem.** — Donnelly (QSSCT, 28.º, p. 75) recomenda regular a abertura dos rolos geminados, de maneira a obter 1,5 vezes o volume produzido pelos rolos de entrada da moenda. Esta, com uma relação de aberturas em atividade de 2, proporciona uma relação de conjunto de 3 entre rolos geminados e saída da moenda (observamos que, se a velocidade dos rolos é igual a 1,5 vezes a da moenda, sua abertura será igual à abertura de entrada em atividade da moenda). Com esta regulagem, Donnelly registrou umidades de bagaço de 41,4 em média, baixando, às vezes, a 39,8.

A umidade do bagaço na calha deveria ser igual a 3 vezes a fibra, conforme Crawford (QSSCT, 21.º, p. 127). Este recomendava uma regulagem dos rolos que, designando por Af a tonelagem/hora de fibra, tornasse o volume espremido entre os rolos igual a:

$$V = 3{,}8Af \qquad (8.17)$$

V = volume espremido pelos rolos geminados, em m³/hora;

A = peso de cana moída, em toneladas/hora;

f = fibra da cana, em relação à unidade.

Desta maneira, a finalidade ou o resultado dos rolos geminados de alimentação forçada é aumentar o coeficiente de compactação (cf. fórm. 10.28), o qual é de cerca de 90 a 100 g/dm³ numa queda Donnelly, para um valor maior no corredor de alimentação forçada, variando progressivamente de cerca de 100 g/dm³ para uma 1.ª moenda, até 120, 140 e mesmo 160 g/dm³ para uma última moenda (STR, Vol. 1, n.º 1, p. 53).

Isto corresponde a uma densidade de fibra de 264 g/dm³ do volume espremido pelos rolos, para cerca de 450 g/dm³ do volume espremido à entrada da moenda e cerca de 880 g/dm³ do volume espremido à saída.

De qualquer maneira, as relações de volume espremido de 1,5 e 3, recomendadas por Donnelly, não deverão, respectivamente, ultrapassar os máximos de 2 e 4, com o que haveria riscos de ruptura da calha. Existe até a tendência (STR, Vol. 1, n.º 1, p. 52) a diminuir estas duas relações a 1,3-1,4 e 1,7-1,8, respectivamente.

6. **Potência.** — Os rolos geminados de alimentação forçada exigem uma potência bastante elevada, que Scriven (QSSCT, 12.º, p. 160) estima em cerca de 40 a 60 CV para uma moenda de 915 × 2 140 mm. O torque é de cerca de 29 a 36% daquele da moenda em questão (QSSCT, 42.º C., p. 170).

7. **Emprego.** — Os rolos geminados de alimentação forçada são de custo elevado, muitas vezes é difícil introduzi-los no tandem, mas trazem uma melhora da capacidade e da extração, quando se deseja manter uma embebição elevada e quente. Entretanto, é preciso assinalar que na África do Sul (39.º C. SASTA, 1965, p. 87) os resultados foram, algumas vezes, decepcionantes.

TRANSPORTADOR-DISTRIBUIDOR DE BAGAÇO

O bagaço, ao sair da última moenda, deve ser retomado para ser distribuído pelas fornalhas das caldeiras.

É transportado por um elevador de bagaço que o faz cair num transportador horizontal, assegurando a distribuição ao longo das fornalhas das caldeiras (fig. 8.22).

Se a última moenda e a alimentação das caldeiras estão mais ou menos em linha reta, o mesmo transportador pode ser de uma só vez elevador e distribuidor (fig. 8.23).

Estes transportadores são, geralmente, do modelo com raspadeiras.

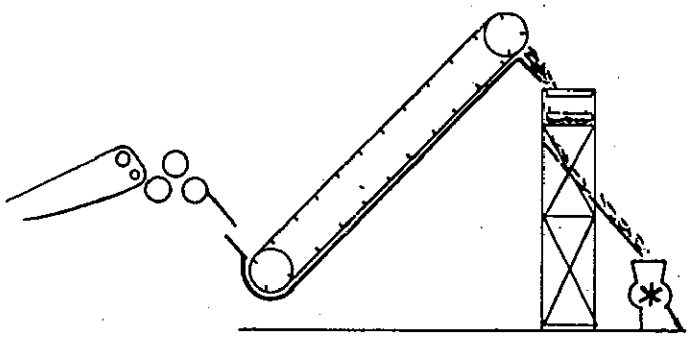


FIG. 8.22. — Elevador de bagaço.

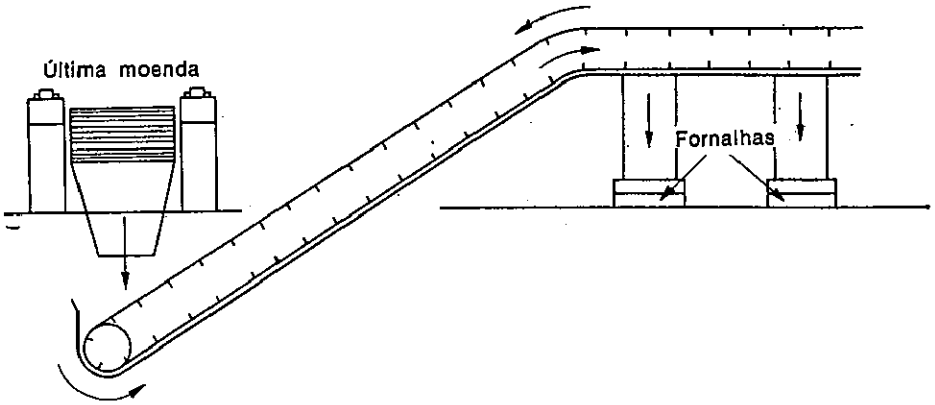


FIG. 8.23. — Elevador-distribuidor de bagaço.

Velocidade. — Recebem, normalmente, uma velocidade igual a 2 ou 3 vezes a velocidade periférica da última moenda, ou seja, cerca de 20 a 30 m/min, mas pode-se atingir, sendo necessário, 45 m/min.

Potência. — Para uma usina de importância média, pode-se calcular aproximadamente 1,5 CV por 10 m de comprimento total de transportador (ou seja, cerca de 2 vezes seu comprimento real = parte superior + parte inferior).

COEFICIENTE DE FRICÇÃO DA CANA E DO BAGAÇO

Experiências efetuadas em Queensland para determinar este coeficiente deram como resultado (ISJ, julho 1956, p. 198):

	Metal polido	*Metal ainda não polido*
Sobre ferro fundido	0,40	0,44 a 0,50
" aço	0,38	0,40 " 0,50

Este coeficiente (Bullock, p. 159) depende, principalmente, das ranhuras. A influência da umidade é menor do que se poderia supor *a priori*. As ranhuras são mais eficientes quanto mais fraca é a umidade e mais alta a pressão.

A preparação fina exerce uma pequena influência favorável.

O coeficiente de fricção aumenta primeiro com a pressão, passa por um máximo com uma pressão bastante fraca, depois diminui à medida que a pressão aumenta.

Diminui regularmente com a velocidade, e as experiências australianas levaram à seguinte fórmula:

$$\varphi = 0{,}43 = 0{,}007v \qquad (8.18)$$

φ = coeficiente de fricção da cana ou do bagaço sobre o metal;

v = velocidade superficial do rolo, em metros/minuto.

9

RANHURAS DOS ROLOS

OBJETIVO

Inicialmente, os rolos eram lisos. Porém, a capacidade duma moenda com rolos lisos é muito inferior à duma moenda com as mesmas dimensões e a mesma velocidade, cujos rolos são entalhados. Além disso, estes rolos com ranhuras dividem o bagaço de maneira mais completa e facilitam assim a extração do caldo nas moendas seguintes.

Por isso, não se fabricam mais rolos sem ranhuras.

RANHURAS CIRCULARES

O tipo de ranhura universalmente usado é a ranhura circular. Consiste em gravar o rolo com entalhes, descrevendo círculos completos de plano perpendicular ao seu eixo, distribuídos regularmente sobre sua periferia, resultando suas secções axiais com forma de dente de serra (fig. 9.1).

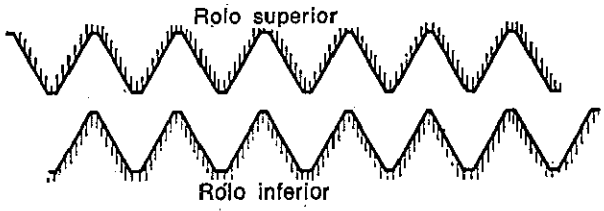


FIG. 9.1. — Ranhuras circulares.

A seção dos entalhes apresenta a forma dum triângulo isósceles, cujo ângulo pode variar de 30 a 60º na ponta. Para evitar extremidades pontudas e frágeis, elimina-se a ponta exterior dos triângulos, de modo a formar um plano achatado de aproximadamente 1/10 do passo (2 a 3 mm, para passo de 26 mm). No fundo da ranhura deixa-se, do mesmo modo, um plano achatado com as mesmas dimensões (fig. 9.2).

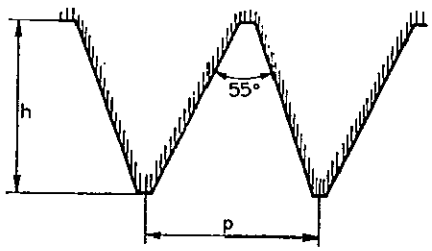


FIG. 9.2. — Detalhe dos dentes.

A ranhura é, principalmente, caracterizada pela sua altura h e seu passo p. É designada com estes 2 números, citados na ordem indicada: "ranhuras de 10 × 13", por exemplo, o que significa: ranhuras de 10 mm de altura e 13 mm de passo.

O passo é a distância que separa os eixos de dois dentes sucessivos.

A altura ou profundidade é a distância separando o plano achatado da ponta e o plano achatado do fundo dos dentes, medida perpendicularmente ao eixo.

As ranhuras dos 3 rolos duma moenda são previstas de modo que os dentes do rolo superior engrenem nas cavidades dos rolos inferiores.

Dimensões das ranhuras. — O ângulo mais freqüente dos fabricantes franceses é o de 55°. Considerando o plano achatado, isto significa uma proporção de 13 de passo por 10 de altura. As dimensões mais freqüentes são:

a ranhura de 10 × 13 mm
" " " 20 × 26 "
" " " 40 × 52 "

A escolha destas dimensões se deve à influência preponderante das medidas inglesas, com a polegada de 24,5 mm tendo sido arredondada para 26, número par, que permite que meia ranhura seja expressa por um número inteiro.

Estas dimensões são escolhidas múltiplas umas das outras para permitir a engrenagem das ranhuras dum rolo com as de outros rolos, o que pode, às vezes, ser útil.

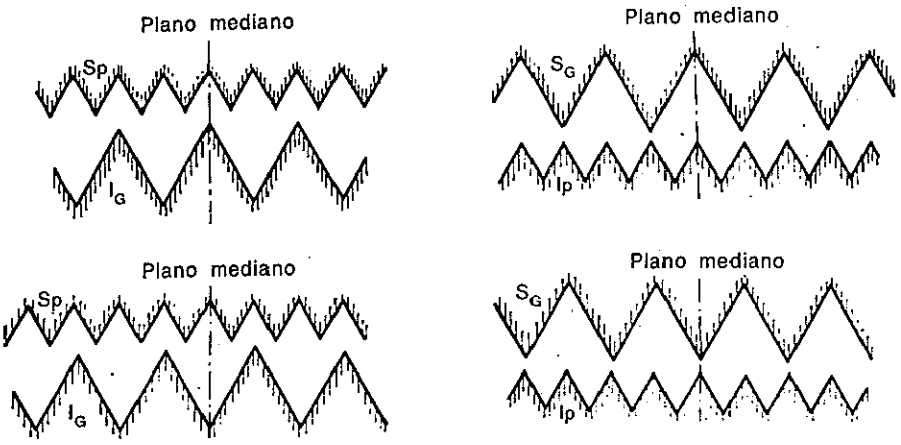
ENGRENAGEM DOS ROLOS COM RANHURAS DE DIMENSÕES MULTIPLAS

Infelizmente, a engrenagem dum rolo com ranhuras possuindo um certo passo com um outro rolo provido de ranhuras e tendo passo duplo é mais difícil do que se poderia imaginar.

Considerando 2 ranhuras, uma grande (20 × 26, por exemplo) e uma pequena (10 × 13, por exemplo).

1.° Quando, no rolo inferior com ranhuras grandes I_G, o dente se acha no plano mediano, é preciso que no rolo superior com ranhuras pequenas S_P, a cavidade esteja no plano mediano (fig. 9.3). Portanto, o rolo S_P deve ter um número de dentes par, já que é preciso ter o mesmo número de dentes dos 2 lados do plano mediano, ou de simetria.

Deste modo, um rolo inferior I_P, com pequenas ranhuras, capaz de se engrenar com o rolo S_P, não poderá fazê-lo com um rolo superior S_G, correspondendo a I_G (fig. 9.4): os dentes estão exatamente no sentido inverso, de ponta a ponta.



FIGS. 9.3, 9.4, 9.5 e 9.6.

2.º Quando, no rolo inferior com grandes ranhuras I_G, uma cavidade se acha no plano mediano, observa-se (fig. 9.5) que uma outra cavidade se achará no plano mediano de S_P e que os rolos I_P e S_G, correspondendo respectivamente a S_P e I_G, também não se engrenam (fig. 9.6).

Com outras palavras, para um rolo qualquer e, principalmente, para um rolo inferior com grandes ranhuras I_G, a simetria exige que o plano mediano passe ou por uma ponta (fig. 9.3), ou por uma cavidade (fig. 9.5). Nos dois casos, como se pode observar pelas figuras, o rolo com ranhuras pequenas S_P, engrenando-se com I_G, deve ter uma cavidade em seu meio; todos os dentes de S_P correspondem então realmente ao meio-lado dos dentes de I_G.

Donde vem a regra:

REGRA 1. — Para que um rolo superior com pequenas ranhuras se engrene com um rolo inferior com ranhuras de passo duplo, é preciso que este rolo superior com pequenas ranhuras tenha uma cavidade em seu meio e, como conseqüência, um número par de dentes.

(Inversamente, para que um rolo superior com ranhuras grandes se engrene com rolos inferiores com ranhuras de meio-passo, é preciso que o rolo superior com pequenas ranhuras, correspondendo aos rolos inferiores, tenha um dente em seu meio e, portanto, um número ímpar de dentes.)

REGRA 2. — Na engrenagem de dois rolos com passos duplos, é preciso escolher entre duas soluções incompatíveis entre si:

A) S_P deve engrenar-se com I_G (então S_G não se engrena com I_P).

B) S_G „ „ „ I_P („ S_P „ „ „ „ I_G).

As vantagens e os inconvenientes são rigorosamente simétricos. Sob o ponto de vista dos rolos de substituição, por exemplo, e utilizando normalmente os rolos com as mesmas ranhuras na mesma moenda:

A) Se S_P se engrena com I_G:

S_G pode ser substituído por S_P
I_G não pode ser substituído por I_P
S_P não pode ser substituído por S_G
I_P pode ser substituído por I_G

B) Se S_G se engrena com I_P:

S_G não pode ser substituído por S_P
I_G pode ser substituído por I_P
S_P pode ser substituído por S_G
I_P não pode ser substituído por I_G

Ora, veremos (p. 126) que a combinação (A) da fig. 9.3 é a única conveniente, a combinação (B) nunca é encontrada em usinas.

Com outras palavras, deve-se sempre exigir ranhuras que permitam aos rolos superiores apresentarem uma cavidade em seu meio, isto é, que tenham um número par de dentes.

Na realidade, os jogos de rolos que apresentam as maiores ranhuras do tandem poderiam constituir uma exceção, por que não há outro jogo de passo duplo com o qual se devem engrenar. Porém, como não se conhecem as modificações que poderão ser feitas no futuro, é sempre melhor aplicar a regra indicada em todas as ranhuras do tandem.

Rolos universais

Fabricam-se também rolos chamados "universais", que podem ser empregados como rolos superiores e, também, como rolos inferiores (fig. 9.7).

Neste caso, renuncia-se à simetria em relação ao plano mediano. Suas ranhuras são previstas para que o meio do lado dum dente esteja no plano mediano do rolo. Assim, um rolo superior torna-se um rolo inferior, ou vice-versa, com uma simples inversão.

Este sistema é apreciado na Argentina. Apresenta a vantagem de necessitar um só rolo de substituição, para prevenir acidentes. Porém, há inconvenientes.

1.º Esta alternativa vale somente para a dimensão de ranhuras escolhidas. No caso de, por exemplo, 20 × 26, as ranhuras 10 × 13, que se engrenariam com este 20 × 26 universal, seriam ranhuras simétricas (como se pode observar facilmente pela fig. 9.3) e com um número ímpar de dentes, não podendo, desta maneira, engrenar-se com ranhuras 5 × 6 1/2. As ranhuras 40 × 52, engrenando-se com este 20 × 26 universal, seriam totalmente assimétricas: o plano mediano passaria pelo 1/4 do lado do dente. Seria necessário, então, renunciar à possibilidade de inversão 20 × 26/40 × 52. Ou, então, usando-se as ranhuras universais com 40 × 52, seria necessário renunciar à possibilidade de inversão 20 × 26/10 × 13. Perdem-se,

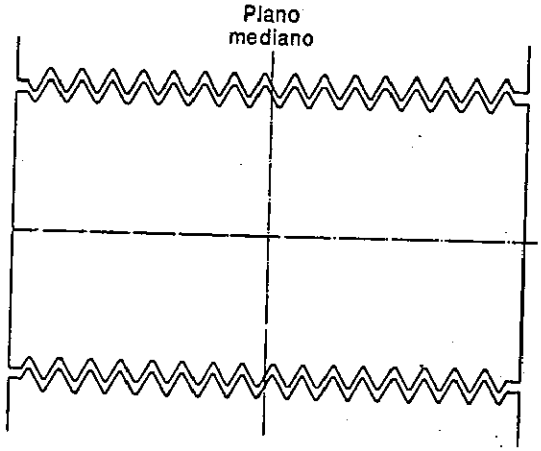


FIG. 9.7. — Rolos universais.

com os diferentes tamanhos de ranhuras, as vantagens obtidas com o sistema de ranhuras universais escolhido.

2.º Para aproveitar a vantagem pretendida, é preciso construir o rolo com um eixo que tenha as duas extremidades similares, de cada lado, tendo a ponta um encaixe entalhado para receber uma engrenagem e tendo o quadrado de engate para movimentação, exatamente como a ponta das engrenagens. Um rolo assim é mais caro e menos estético. Este inconveniente torna-se menos importante com o emprego de engrenagens alternadas (cf. p. 196).

3.º Em caso de acidente, pode ser necessário mudar a engrenagem de lado, operação longa e, às vezes, difícil, suscetível de ocasionar paradas demoradas.

Este sistema é pouco interessante e só se aplica nos tandens com um passo de ranhura para uma moenda dada. A vantagem se restringe a um único passo.

VARIAÇÃO DA DIMENSÃO DAS RANHURAS CONFORME A POSIÇÃO DA MOENDA

Geralmente, as ranhuras diminuem das primeiras às últimas moendas. Há três razões principais para este fato:

1.º Os pedaços de bagaço ficam cada vez mais finos, do esmagador à última moenda. É lógico proporcionar às suas dimensões, as ranhuras destinadas a pegá-los.

2.º Um dos objetivos das ranhuras é dividir o bagaço para facilitar a extração do caldo. Portanto, é preciso procurar nas primeiras moendas a maior eficiência de divisão, portanto as maiores ranhuras, para que as moendas seguintes possam aproveitá-la.

3.º Finalmente, quando o rolo está gasto, as grandes ranhuras não podem propiciar uma boa extração, principalmente nas últimas moendas.

Esta variação das ranhuras no tandem tem o inconveniente de levar a rolos com superfícies diferentes. Este obstáculo é atenuado pela adoção de ranhuras com passos múltiplos uns dos outros. Desta maneira, podem-se substituir certos rolos, conforme foi visto, por outros com passo duplo ou meio passo.

Para não quebrar a homogeneidade dos rolos do tandem, certas usinas em Cuba, Queensland e no Egito, por exemplo, preferiram adotar um único tipo de ranhuras, levando até a última moenda as ranhuras grandes ou médias adotadas para as primeiras moendas. Com efeito, somente o motivo n.º 3 acima se opõe a isto. Porém, a diferença de extração não é tão grande, quando os rolos das duas últimas moendas são sempre novos ou em bom estado. Assim, não acreditamos que esta solução seja formalmente contra-indicada. Além disso, apresenta a vantagem de eliminar um dos motivos de engasgo das últimas moendas (capacidade menor de absorção com pequenas ranhuras).

Repartição das ranhuras. — Para os principais modelos de tandem, segue um exemplo de repartição usual das ranhuras:

QUADRO 9.1

Repartição das ranhuras nos modelos de tandens

	Esmagador	*1.ª M.*	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*	*5.ª M.*
Tandem com 12 rolos	40 × 52	20 × 26	10 × 13	10 × 13		
" " 14 "	40 × 52	20 × 26	20 × 26	10 × 13	10 × 13	
" " 15 "	40 × 52	20 × 26	20 × 26	10 × 13	10 × 13	
" " 18 "	40 × 52	20 × 26	20 × 26	10 × 13	10 × 13	10 × 13

RANHURAS DUPLAS NO ROLO DE ENTRADA

Isto supõe que os 3 rolos de cada moenda tenham ranhuras com a mesma dimensão, o que é o caso mais freqüente. Porém, pode ser conveniente reunir numa mesma moenda ranhuras com dimensões diferentes, sob a condição de que se engrenem; a única solução racional é a engrenagem duma dada ranhura com uma ranhura dupla.

De outro lado, é necessário que o rolo superior e o rolo de saída tenham as mesmas ranhuras, caso contrário, o bagaço seria prensado deficientemente em certos pontos, prejudicando a extração. Pela mesma razão, estes 2 rolos devem possuir as ranhuras menores. Nestas condições, somente uma combinação é possível: que o rolo de entrada possua ranhuras de tamanho duplo em relação às dos dois outros.

São estes os tamanhos de ranhuras adotadas em nossas usinas. Damos o exemplo da usina Savanna, em Bourbon, com um tandem composto de 6 moendas de 725 × 1 370 mm, precedidas de 2 navalhas e 1 shredder.

QUADRO 9.2

Savanna. Ranhuras das moendas

	1.ª M.	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*	*5.ª M.*	*6.ª M.*
Rolo de entrada	57 × 52	57 × 52	57 × 52	28 ½ × 26	28 ½ × 26	28 ½ × 26
" superior	57 × 52	28 ½ × 26	28 ½ × 26	14 ¼ × 13	14 ¼ × 13	14 ¼ × 13
" de saída	57 × 52	28 ½ × 26	28 ½ × 26	14 ¼ × 13	14 ¼ × 13	14 ¼ × 13

A vantagem deste sistema está no fato de favorecer a alimentação da moenda, graças ao espaço livre deixado na entrada (fig. 9.3), conservando, porém, uma pressão integral na saída. Este sistema favorece o desempenho da função de cada rolo; o rolo de entrada deve, sobretudo, forçar o bagaço a entrar na moenda e o rolo de saída a extrair a maior quantidade de caldo possível.

ÂNGULO DAS RANHURAS

O desgaste e a fragilidade das ranhuras aumentam quando o ângulo de abertura dos dentes diminui, mas numa proporção menor que aquela imaginada até 1955. Sem motivo especial para adotar um ângulo mais fraco, emprega-se, aproximadamente, um ângulo de 55°. Os americanos adotam, às vezes, 45 a 50°, valor bastante recomendável. Foram, porém, os australianos que, por volta

de 1956-58, mais inovações trouxeram a este campo. Desejando conseguir o enchimento com bagaço das ranhuras de seus rolos superiores, constataram que o ângulo das ranhuras exercia uma forte influência sobre o enchimento do rolo. Para o rolo de entrada, Donnelly (QSSCT, 28.º, p. 74) preconiza 30°, sendo este ângulo suficientemente agudo para que o bagaço, sob a pressão fraca de entrada, não possa penetrar até o fundo da ranhura, a qual forma, ela própria, um messchaert de drenagem entre todos os dentes.

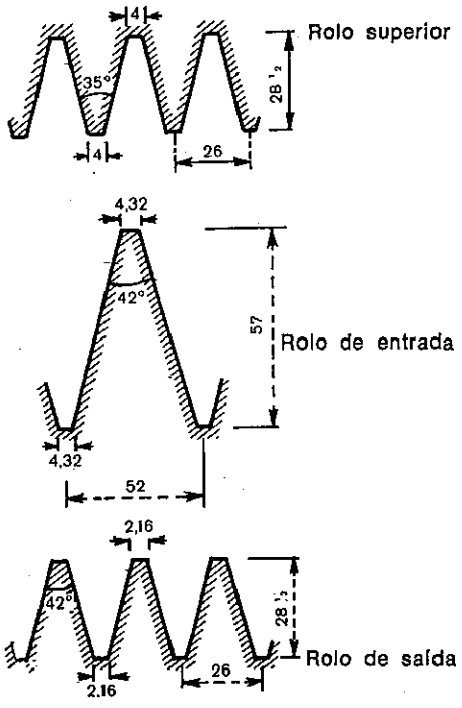


FIG. 9.8 — Engrenagem de ranhuras de ângulos diferentes.

Para o rolo superior, ele preconiza 30 a 35°, para permitir o enchimento do rolo. Evidentemente, neste caso é preciso afastar a raspadeira superior de 75 mm (1.ª moenda) a 40 mm (última moenda) da superfície do rolo. Ou, melhor ainda, substituí-la por uma lâmina reta, mantida a 2, 5, 10 ou 20 mm da ponta dos dentes do rolo.

Não se desejando o enchimento do rolo superior, Donnelly aconselha adotar um ângulo muito aberto, 45 a 60°, para que o bagaço, sob a pressão, não atinja o fundo da ranhura e para que o caldo não possa fluir na direção da entrada da moenda, sendo assim perdido para a extração.

Para o rolo de saída ele preconiza 45°, um ângulo mais agudo, o qual retém demasiadamente o bagaço que a raspadeira não consegue mais retirar convenientemente.

Resumimos, então, tomando uma posição:

QUADRO 9.3

Ângulo das ranhuras

	Funcionamento com rolo superior					
	Cheio			*Não cheio*		
Rolo	*Entrada*	*Superior*	*Saída*	*Entrada*	*Superior*	*Saída*
Valores clássicos				50°	50°	50°
Valores aconselhados por Donnelly	30°	35°	45°	30°	50°	45°
Não acreditando no efeito Messchaert na entrada	45°	35°	45°	45°	45°	45°
Valores recomendados	42°	35°	42°	42°	42°	42°

Pode-se perguntar qual a melhor maneira de fazer engrenar 2 ranhuras com ângulos diferentes. Em nossa opinião, a melhor solução é a de adotar uma mesma altura e um mesmo passo (ou os valores múltiplos ou submúltiplos destes) e servir-se da largura das pontas achatadas. Toma-se como exemplo uma moenda com rolo superior, com ranhuras 28½ × 26 mm e o rolo de entrada com ranhuras duplas. O detalhe destas 3 ranhuras é dado pela figura 9.8, podendo observar-se que se engrenam sem dificuldades. É preciso apenas evitar a regulagem chamada "metal contra metal" e deixar sempre, na regulagem em descanso, um mínimo de 1 mm entre as partes metálicas mais próximas, o que corresponde a 5 ou 6 mm entre pontas e fundos dos dentes e a aproximadamente 4 mm de grossura média da camada entre os 2 rolos.

MESSCHAERTS

As ranhuras Messchaert, ou "messchaerts", foram inventados e experimentados no Havaí. Seu objetivo é unicamente o melhoramento da extração. Sob este ponto de vista, prestam, indiscutivelmente, grandes serviços e seu uso é, hoje em dia, universal.

É na zona *AB* (fig. 9.9) do rolo de entrada que o bagaço recebe a pressão máxima e que o caldo é extraído. Este caldo, porém, tem somente 2 saídas: uma na frente, do outro lado da bagaceira, a outra atrás, na direção do ponto *C*. Nestes dois lados encontra-se uma camada de bagaço muito grossa, já espremida, e movimentando-se no mesmo sentido em *BD*, porém em sentido inverso em *AC*.

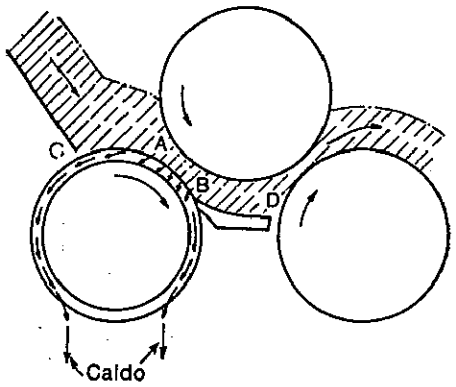


FIG. 9.9. — Trabalho dos messchaerts.

Messchaert teve a idéia simples, porém útil, de oferecer uma saída para o caldo, entalhando em volta do rolo de entrada canais circulares mais ou menos espaçados, graças aos quais o caldo pode, em todos os pontos da zona *AB*, achar um caminho imediato de saída e escorrer sem obstáculo pelos dois lados do rolo.

Observa-se que o caldo que escorre em *B* vem principalmente da região *A*, porque em *B* o ponto de pressão máxima já ficou para trás e o caldo, em princípio, já foi extraído: a parte restante embebe novamente o bagaço, durante sua reexpansão.

O mesmo problema ocorre no rolo de saída, mas ali é menos grave, porque a maior parte do caldo já foi extraída. Além disso, o peso ajuda o caldo a sair da zona de alta pressão, enquanto, sem messchaerts, teria que subir novamente sobre o rolo de entrada para atravessar a camada *AC*.

Os messchaerts são conseguidos de 2 maneiras:

1.º Eliminando um dente e colocando o messchaert no eixo do dente eliminado (fig. 9.10).

2.º Deixando todos os dentes e entalhando o messchaert entre 2 dentes (fig. 9.11).

O último sistema possui a vantagem de não perder nenhum dente, evitando, assim, a criação de uma zona de pressão mais fraca na camada de bagaço comprimido. Inversamente, porém, a drenagem lateral é menos fácil e os dentes próximos aos messchaerts tendem a quebrar-se mais, seguindo a linha *ab*. Assim, o segundo sistema é reservado às ranhuras grandes, nas quais a largura do dente compensa a proximidade do messchaert (cf. figs. 9.10 e 9.11).

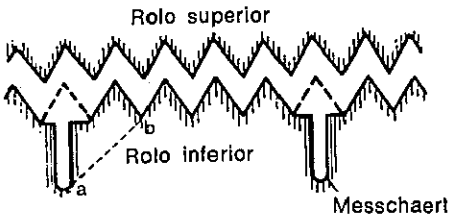


FIG. 9.10. — Obtenção dum messchaert por eliminação dum dente.

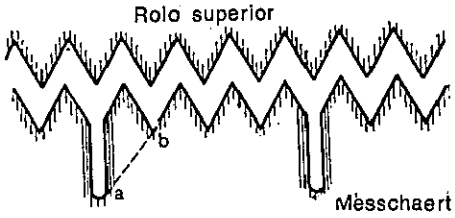


FIG. 9.11. — Formação dum messchaert, sem eliminação dum dente.

Dimensões dos messchaerts. — No rolo de entrada, os messchaerts têm uma largura de 3,5 a 6 mm, geralmente 5 mm. Nenhuma vantagem pode ser esperada de messchaerts mais largos: o bagaço consegue penetrar nos que são largos demais e a drenagem é menos perfeita.

A profundidade dos messchaerts depende da vazão de caldo que devem assegurar. É preciso, no mínimo, uma profundidade de 20 mm, calculada a partir da base das ranhuras. Geralmente, a profundidade é de 25 mm (fig. 9.12). Porém, quando a tonelagem moída é muito alta, a embebição muito forte e os messchaerts mais espaçados, esta profundidade se revela insuficiente para dar vazão ao caldo no rolo de entrada. Neste caso é preciso fazer messchaerts mais numerosos ou mais profundos. No Havaí, chega-se até uma profundidade de 40 a 50 mm.

A vazão de caldo por messchaert depende, na realidade, do passo dos messchaerts. Esta é a distância entre os eixos de 2 messchaerts sucessivos. O passo deve, evidentemente, ser um múltiplo do passo das ranhuras. Para as

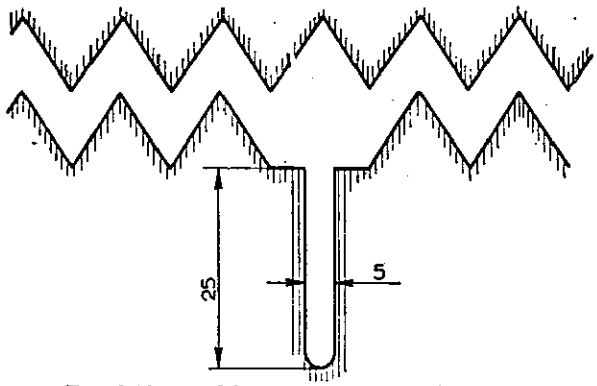


FIG. 9.12. — Dimensões dos messchaerts.

ranhuras de 13 mm de passo ou que têm passo múltiplo de 13, adotam-se messchaerts de 52 a 78 mm de passo (ranhura de 13), de 52 a 156 mm de passo (ranhura de 52 mm).

Simetria e passo dos messchaerts. — Como o passo dos messchaerts é forçosamente um múltiplo do passo da ranhura, haverá 1, 2, 3, 4, 5 ou 6 dentes entre os messchaerts. Nas ranhuras de tamanho grande e médio, moendo altas tonelagens, pode ser mais conveniente entalhar um messchaert entre cada 2 dentes, no lugar de um entre cada 3 dentes. Ora, isto não é sempre possível, quando se deseja manter a simetria. Na realidade, os messchaerts só são importantes nos rolos inferiores. Foi visto (p. 126) que deviam, preferivelmente, ter uma cavidade em seu meio; portanto, os rolos inferiores com as mesmas ranhuras devem ter um dente em seu meio. Assim, para que os messchaerts sejam distribuídos simetricamente em relação ao plano mediano, cortando o rolo em seu meio, eles devem ter um número ímpar de dentes entre si: 1, 3, 5 etc., como se pode constatar, facilmente, considerando uma ranhura inferior, como aquela da fig. 9.4 ou 9.6. Um intervalo de um dente é sempre possível, mas só seria desejável em certas ranhuras muito grandes, por exemplo, para o rolo de entrada da 1.ª moenda. Porém, ocorre freqüentemente o caso em que um intervalo de 3 dentes é grande demais e onde um messchaert a cada 2 dentes seria o necessário. Neste caso, há somente duas soluções possíveis: 1.º aceitar uma disposição assimétrica dos messchaerts, o que, aliás, não representa nenhum inconveniente para a extração, mas aumenta os riscos de erro na oficina; 2.º distribuir os messchaerts de modo que o intervalo mediano seja de 3 dentes e todos os outros, de 2 dentes. Esta é a melhor solução.

Este problema só surge para o intervalo de 2 dentes. A partir de 4 não há inconveniente em adotar 3 ou 5, ficando assim um intervalo dum número ímpar de dentes.

Rolo de saída. — As profundidades e os passos acima (p. 129) são dados para os rolos de entrada. Colocando messchaerts nos rolos de saída, não se ultrapassam 20 mm de profundidade:

1.º Não é necessário por causa da fraca vazão do caldo.

2.º Como a pressão é muito maior no rolo de saída, os dentes vizinhos aos messchaerts correm maior risco de se quebrar e os estragos são maiores, à medida que os messchaerts são mais profundos.

Pelos mesmos motivos, adota-se uma largura menor, 3,5 mm em vez de 5 mm, e um passo bastante maior. Para os passos da ordem de 13 mm, adota-se 78 a 130 mm.

Haveria mais inconvenientes do que vantagens na padronização do material, servindo-se de messchaerts idênticos para os rolos de entrada e de saída. A distinção entre os 2 rolos é lamentável, mas necessária.

Pentes. — Se não houver cuidado, os messchaerts se enchem de bagaço e deixam rapidamente de ser úteis. Por isso, é necessário instalar "pentes" atrás dos rolos. São barras de aço que apresentam, na frente de cada messchaert, um suporte munido duma lâmina que raspa o messchaert (fig. 9.13). O comprimento destes suportes é calculado de modo que a extremidade de trabalho forme um ângulo de cerca de 30º com a superfície do rolo.

DESGASTE. — É importante que os suportes de limpeza sejam firmemente fixados sobre a barra e regulados de modo que passem bem no centro do messchaert. Caso contrário, haveria fricção contra as paredes, que se desgastariam rapidamente; os messchaerts seriam alargados, perdendo toda a eficiência.

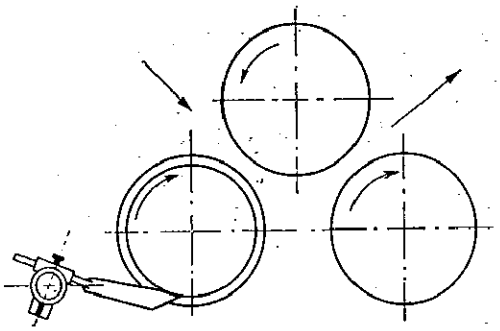


FIG. 9.13. — Pente de messchaerts.

Vantagens e inconvenientes. — Os rolos providos de messchaerts sofrem mais com os pedaços de ferro que atravessam a moenda e se desgastam mais rapidamente. Porém, prestam um grande serviço ao rolo de entrada:

1.º Melhoram a capacidade da moenda, permitindo-lhe extrair uma quantidade de caldo que, sem eles, provocaria engasgos. Quando a moenda não trabalha a sua capacidade máxima, permitem porcentagens de embebição que seriam proibitivas, sem os messchaerts.

2.º Melhoram sobretudo a extração pelo aumento da proporção de caldo retirado pelo rolo de entrada, diminuindo e facilitando, assim, o trabalho do rolo de saída.

No entanto, sua utilidade é discutível, para o rolo de saída. As vantagens são menores, porque há menos caldo e ele escorre mais facilmente. Os inconvenientes são mais graves, porque a pressão é muito mais forte e o bagaço fino, desprendido dos messchaerts, apresenta dificuldades em sair por debaixo da moenda.

De outro lado, no caso dos messchaerts formados pela eliminação dum dente (fig. 9.10), o bagaço que se acha no lugar dos messchaerts, na saída, é mal prensado: sua umidade e sua riqueza são superiores às do bagaço proveniente das ranhuras cheias. Principalmente na última moenda, este inconveniente não tem remédio.

A isto pode-se acrescentar que as experiências de Bullock ("An investigation into the crushing and physical properties of sugar cane and bagasse", p. 329) podem ser interpretadas como indicando a ineficiência e inutilidade dos messchaerts no rolo de saída.

Assim, se há praticamente unanimidade sobre a importância dos messchaerts na entrada, as opiniões são divergentes no que se refere à saída. De nossa parte, pensamos que os messchaerts na saída levam a uma despesa suplementar certa, trazendo um aumento de rendimento extremamente incerto, talvez negativo. Não somos a favor de seu uso no rolo de saída.

CHEVRONS

Contrariamente aos messchaerts, cujo objetivo e cujos resultados são o melhoramento da extração, a única finalidade dos chevrons é facilitar a pega do bagaço.

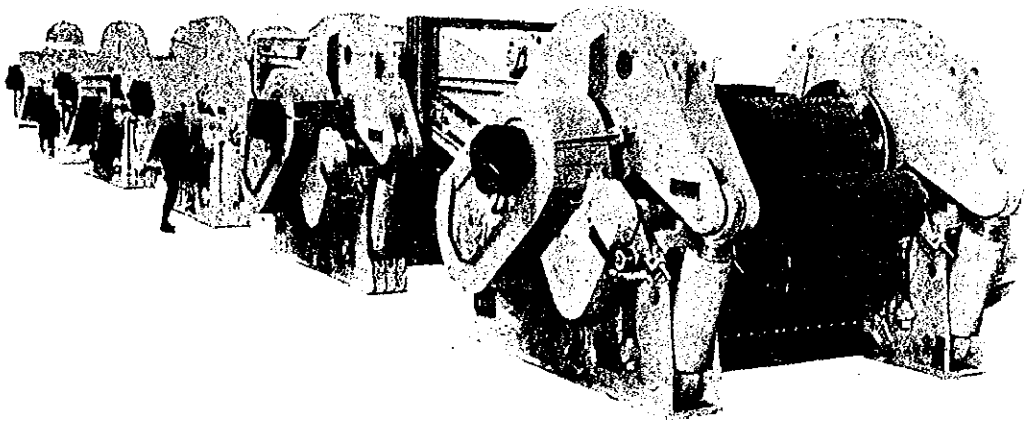


FIG. 9.14. — Chevrons, pente, press-roll (moenda com auto-regulagem e engrenagens alternadas Fives-Lille Cail).

São depressões (fig. 9.14) entalhadas nos dentes e cuja sucessão descreve uma hélice desde o centro até uma extremidade do rolo; a outra metade do rolo suporta uma hélice simétrica à primeira, em relação ao plano mediano do rolo. São exatamente o mesmo desenho e a mesma forma de entalhe que os do esmagador Fulton (fig. 5.3). As mesmas observações sobre a profundidade e a distribuição dos chevrons se aplicam às moendas (cf. p. 66).

O ângulo dos chevrons com as geratrizes do rolo varia de 10 a 20°, geralmente 18°. O passo é de, aproximadamente, 20 cm.

Os chevrons são colocados apenas sobre os 2 rolos alimentadores: o superior e o de entrada. Nunca são colocados nos rolos de saída:

1.° Porque não teriam utilidade, sendo o rolo de saída alimentado à força pela bagaceira e pelo rolo superior.

2.° Porque no lugar dos chevrons, o bagaço não seria convenientemente prensado.

Por causa deste último motivo, achamos igualmente conveniente evitar os chevrons sobre o rolo superior, porque a pressão na saída é, evidentemente, exercida tanto pelo rolo superior como pelo rolo de saída. Em caso de deslizamento entre a superfície do rolo e do bagaço, seria possível, como compromisso, entalhar chevrons espaçados de 25 cm (ou melhor: 1/10 de volta, ou 10 chevrons sobre o rolo) e de profundidade igual a 1/3 da altura do dente.

De outro lado, só são úteis sobre os rolos de entrada, quando o tamanho das ranhuras é o mesmo que o do rolo superior. Adotando-se o método preconizado (p. 122, e fig. 9.3), tornam-se, geralmente, supérfluos. Caso contrário, pode-se, de qualquer modo, adotar o mesmo compromisso que para o rolo superior. No rolo de entrada, os chevrons apresentam, aliás, o inconveniente de aumentar a proporção de bagaço que passa para o caldo, por causa da pequena quantidade que se deposita nos chevrons e que não é raspada pelos dentes da bagaceira.

Conclusão. — Em certos casos, os chevrons ajudam realmente a pega do bagaço pelos rolos. Não são indispensáveis, salvo quando se trabalha perto da capacidade-limite da moenda. Adotando-os, é conveniente limitá-los ao rolo de entrada e reduzir sua profundidade a 1/3 da altura do dente.

RANHURAS KAY

Este sistema, inventado por Kay, engenheiro em Aguirre, Porto Rico, consiste em entalhar no rolo superior, ranhuras helicoidais contínuas sobre todo seu comprimento, de secção retangular e de profundidade superior àquela das ranhuras circulares (figs. 9.15 e 9.16). Estas ranhuras se enchem de bagaço e os acúmulos formados facilitam a pega do bagaço, quando entra, sem prejudicar a continuidade da pressão. Apresentam, porém, a tendência de levantar a raspadeira e torná-la ineficiente.

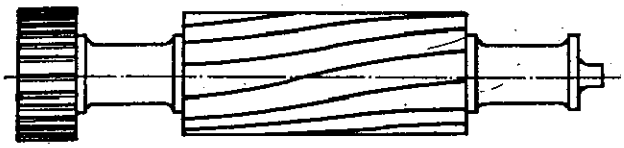


FIG. 9.15. — Ranhuras Kay.

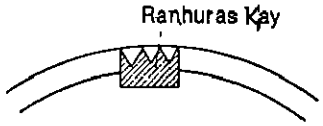


FIG. 9.16. — Secção transversal dum rolo com ranhuras Kay.

DESGASTE DOS ROLOS

Causas do desgaste. — O desgaste dos rolos é ocasionado por 5 causas:

1.º Desgaste do metal, por causa da acidez do caldo.

2.º Fricção das raspadeiras e bagaceiras.

3.º Fricção da cana ou do bagaço, que sempre desliza um pouco.

4.º Passagem de pedaços de ferro, esmagando o metal ou quebrando os dentes.

5.º Necessidade de tornear o rolo na entressafra, depois de 2 ou 3 safras, para restabelecer a regularidade de sua forma cilíndrica.

Na realidade, o desgaste é maior no centro do que nas extremidades. O torneamento permite, ao mesmo tempo, reduzir as irregularidades devidas à quebra de dentes.

Importância do desgaste. — Nas moendas de construção clássica, o desgaste máximo tolerável para um rolo é de cerca de 4 a 5%. Isto é, um rolo com 1 m de diâmetro médio em estado de novo, deve ser retirado do uso quando seu diâmetro médio chega a 950 ou 960 mm.

Nas moendas de construção mais moderna, o desgaste pode ultrapassar um pouco os 5%.

Sob o ponto de vista do funcionamento da moenda, não se admitia, em Java, que os diâmetros dos vários rolos duma mesma moenda diferissem entre si

em mais de 3%. Quando o desgaste de certos rolos do tandem os levava a ultrapassar esta diferença, eram reunidos numa mesma moenda. Se, por isso, uma das moendas do tandem devia trabalhar com rolos de diâmetros mais fracos que aqueles dos rolos das outras moendas, não devia ser nem a 1.ª, nem a última e nem, se possível (isto é, nos tandens com mais de 11 rolos), a 2.ª moenda. Portanto, era geralmente a 3.ª moenda.

Se os 3 rolos duma moenda apresentam diâmetros médios diferentes, devem, na medida do possível, ser distribuídos assim: o menor na entrada, o intermediário como rolo superior e o maior na saída.

Entretanto, este ponto de vista é contestado por Mackay, na Austrália, que afirma (QSSCT, 28.º, p. 79) ser o rolo superior o que deve ter a velocidade periférica mais fraca. Ele até recomenda colocar-lhe, se necessário, um rodete com um dente a mais que os rolos inferiores, para dar-lhe uma velocidade periférica de 7 a 15 cm mais baixa por volta. Nunca experimentamos este método pouco ortodoxo.

Tromp (p. 186) calcula um desgaste de 6 a 12 mm sobre o diâmetro por 100 000 TC moídas, ou uma vida de cerca de 3 anos.

Na África do Sul, calcula-se 1 mm de desgaste do metal (2 mm sobre o diâmetro) por:

10 000 TC para o rolo superior,
16 000 » » » » de entrada,
9 000 » » » » » saída.

Na realidade, os rolos grandes moem durante sua vida uma tonelagem de cana bem superior à dos pequenos rolos, e é mais lógico calcular a vida dum rolo por horas de trabalho. A vida de 3 anos, indicada acima, corresponde bastante bem às safras médias de 100 a 120 dias de trabalho de 24 horas para os rolos de todas as dimensões. Os rolos que giram mais depressa são, evidentemente, os que se desgastam com maior rapidez.

Os rolos do esmagador duram mais tempo: 9 a 10 anos, em geral.

Em Java, calculavam-se os seguintes desgastes, em espessura de metal gasta em 100 dias de moagem contínua:

Rolos comuns com ranhuras	1,8 mm
» com messchaerts	2 »
Alargamento dos messchaerts	1 »

Seria mais exato distinguir entre o rolo de entrada e os outros dois: o rolo de entrada desgasta-se menos rapidamente.

No Havaí (ISJ, n.º 62, p. 335), Puunene encontrou:

Rolo de entrada	0,53 mm/mês
» superior	0,98 »
» de saída	0,85 »

REFORMA DOS ROLOS

Quando um rolo está gasto, é possível encamisá-lo, quebrando a camisa de ferro fundido e devolvendo o eixo ao fabricante, que o manda de volta, munido de camisa nova. Aliás, muitas usinas, hoje em dia, estão aparelhadas para elas mesmas executarem esta operação bastante delicada.

Só pode ser efetuada de 1 a 2 vezes, no máximo, por causa do desgaste das pontas de eixo, que, por seu lado, limita a vida do eixo. Mas, também aí, certas usinas recarregam com elétrodos as pontas gastas ou estragadas e lhes proporcionam novamente o diâmetro original.

Note-se, de passagem, que o aperto da camisa sobre o eixo deve ser de 1/1 000. Isto significa que, se o diâmetro do eixo é de 450 mm, o ajustamento da camisa deve ser 0,45 mm menor que este diâmetro, ou seja de 449,55 mm.

Finalmente, uma organização sul-africana visita as usinas de Natal, Maurício, Bourbon e Madagáscar, testando os eixos com ultra-sons, e assinala, desta maneira, trincas, ou começos de trincas, suscetíveis de quebra durante a safra. A trinca é localizada e sua profundidade avaliada aproximadamente.

Para quebrar a camisa, empregam-se 2 métodos principais:

1.º Furar a cada 10 cm um buraco de 20 mm ao longo duma geratriz, sobre os 9/10 da espessura da camisa. Colocar cartuchos de dinamite em 3 destes buracos e fazê-los explodir simultaneamente.

2.º Fazer cair um peso grande (por exemplo, um velho quadrado) sobre o rolo, de muitos metros de altura, com a ajuda do guindaste (derrick).

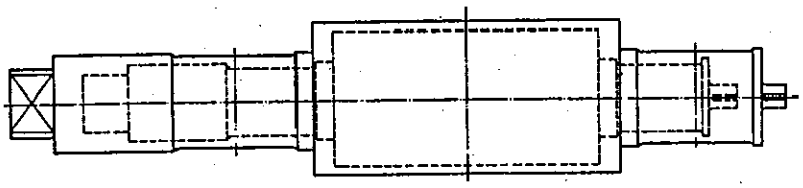


FIG. 9.17. — Torneamento dum rolo menor com outro maior.

Quando o eixo e a camisa estão gastos, pode-se ainda aproveitar um rolo velho, obtendo-se, por torneamento da camisa, um rolo para uma moenda menor (fig. 9.17). É condição necessária que o perfil do rolo pequeno se inscreva inteiramente no do rolo grande e que, após o torneamento, fique uma espessura suficiente de camisa, para garantir a solidez do rolo, ou seja, de 10% do diâmetro, no mínimo, no fundo das ranhuras.

Os rolos assim obtidos têm uma superfície tão dura como a dos rolos novos e uma resistência ao desgaste perfeitamente comparável.

10

PRESSÃO DAS MOENDAS

Antigamente, os três rolos duma moenda estavam fixos um em relação ao outro por meio de calços e cunhas e sua posição nos castelos era determinada no começo da safra ou da semana.

A camada de bagaço determinava a pressão: aumentava quando se forçava a tonelagem e diminuía quando era mais baixa. Os resultados ressentiam-se disso. O maior inconveniente ocorria quando da passagem de corpos estranhos: se o pedaço de ferro fundido ou de aço era grande ou resistente demais, o castelo cedia.

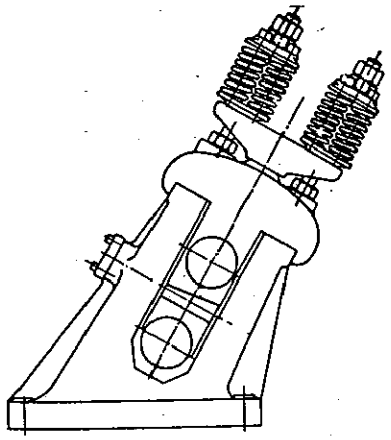


FIG. 10.1 — Pressão por molas.

Portanto, era necessário encontrar uma solução mais flexível e, assim, originaram-se as moendas com pressão por molas (fig. 10.1). É o sistema ainda empregado nas moendas muito pequenas, e mesmo para os esmagadores, em certos tandens de dimensões industriais.

PRESSÃO HIDRÁULICA

Em seguida apareceu a pressão hidráulica: apresentava a vantagem de manter uma pressão constante, independente do levantamento do rolo.

Os mancais superiores do rolo superior podem correr sobre as guias dos encaixes dos castelos. Eles recebem, com ou sem a interposição duma peça

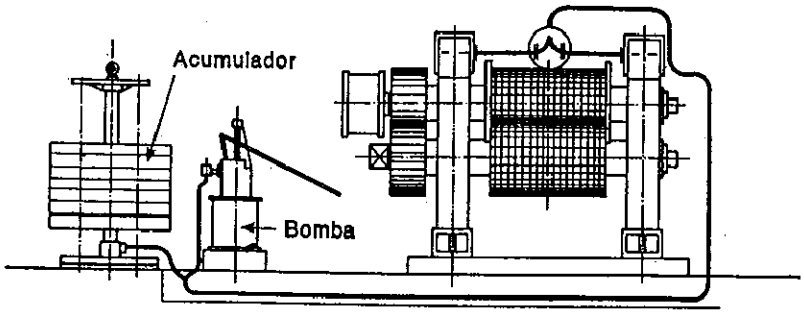


FIG. 10.2. — Pressão hidráulica.

intermediária, a pressão hidráulica exercida por um pistão hidráulico (fig. 10.3) correndo dentro do cabeçote. A pressão hidráulica chega ao pistão por um sistema de canos contendo óleo sob pressão (fig. 10.2). É produzida por um acumulador.

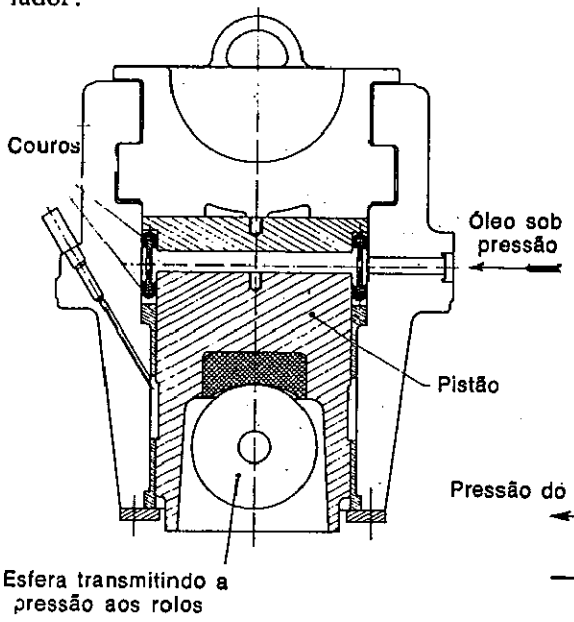


FIG. 10.3. — Corte dum cabeçote hidráulico.

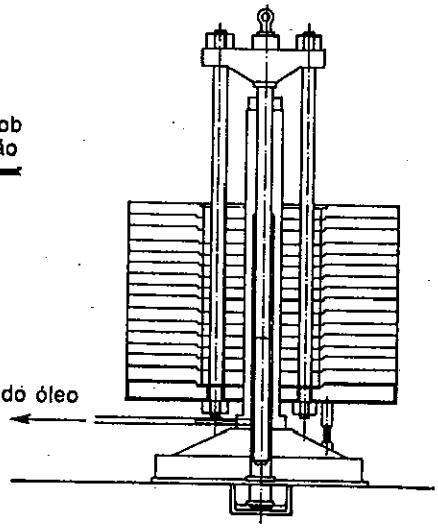


FIG. 10.4. — Acumulador.

Acumulador

Há vários modelos de acumuladores, dos quais os principais são:

1.º O acumulador com placas de ferro fundido.
2.º „ „ aero-hidráulico com reservatório.
3.º „ „ „ individual.

1.º **Acumulador com placas de ferro fundido.** — Este modelo, abandonado, hoje em dia, era ainda universal no fim da 2.ª Guerra Mundial. Era formado (fig. 10.4) por um cilindro comprido, no qual se deslocava uma haste suportando o peso de placas de ferro fundido superpostas, cujo número podia ser alterado, juntando-se ou retirando-se uma ou várias placas.

Por exemplo, se o diâmetro da haste era: $d = 6$ cm, sua seção era:

$$s = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \times 36}{4} = 28{,}26 \text{ cm}^2$$

Desejando exercer uma pressão de 250 kg/cm² na câmara, era preciso que o peso total do suporte e das placas de ferro fundido, apoiado sobre a haste, fosse:

$$p = 28{,}26 \times 250 = 7\,065 \text{ kg}$$

Se os pistões hidráulicos das moendas tivessem cada um o diâmetro: $D = 30$ cm, sua superfície total seria:

$$2S = 2\,\frac{\pi D^2}{4} = \frac{2 \times 3{,}14 \times 900}{5} = 1\,413 \text{ cm}^2$$

e o rolo superior receberia uma pressão total:

$P = 1\,413 \times 250 = 353\,250$ kg $= 353$ t, aproximadamente,

ou seja, 50 vezes o peso do ferro fundido do acumulador.

Relação de levantamento. — A relação era expressa assim:

$$\lambda = \frac{2S}{s} = 2\left(\frac{D}{d}\right)^2 \qquad (10.1)$$

que tem um valor de 50, no exemplo acima.

Como as pressões totais são proporcionais às seções, tem-se também:

$$\lambda = \frac{P}{p} \qquad (10.2)$$

O volume total de óleo na tubulação da pressão hidráulica sendo constante, se o rolo se levanta de uma altura h, o acumulador deve levantar-se de uma altura H, de modo que:

$$s \cdot H = 2S \cdot h$$

donde:

$$\frac{H}{h} = \frac{2S}{s} = \lambda \qquad (10.3)$$

e observa-se que a relação λ é, ao mesmo tempo, a relação do levantamento do acumulador com o levantamento do rolo. Em nosso exemplo, se o rolo se levanta de 1 mm, o acumulador se levanta de 50 mm.

Pelo levantamento do acumulador pode-se, portanto, medir o levantamento do rolo, com uma precisão λ vezes maior.

LEVANTAMENTO DOS ACUMULADORES. — Quando a espessura do bagaço comprimido aumenta de Δe (fig. 10.5), o rolo superior se levanta de Δh e a figura demonstra que:

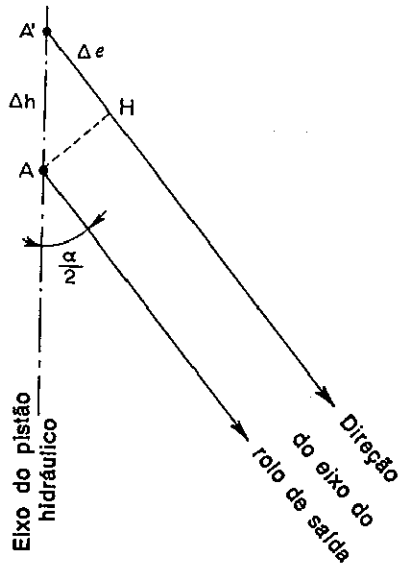


FIG. 10.5. — Levantamento dos acumuladores.

$$\Delta h = \frac{\Delta e}{\cos \frac{\alpha}{2}} \approx 1{,}25 \Delta e \qquad (10.4)$$

porque $\frac{\alpha}{2}$ é sempre vizinho de 37°, ângulo cujo cos = 0,8.

2.° **Acumuladores aero-hidráulicos com reservatório.** — Fabricado na América do Norte por volta de 1946 e, igualmente, na Inglaterra e na França (fig. 10.6), este acumulador compreende simplesmente uma garrafa-reservatório em chapa soldada, ligada a um reservatório geral de ar comprimido servindo os acumuladores das diversas moendas. Um pequeno grupo motocompressor assegura a pressão de ar comprimido, que é de cerca de 22 a 24 kg/cm². Um pistão de diâmetro D = 300 a 400 mm recebe a pressão de ar comprimido sobre sua face superior e a transmite a um pistão de diâmetro pequeno d = 80 a 100 mm, o qual exerce diretamente a pressão na tubulação de óleo. A relação dos diâmetros D e d é prevista para obter nesta tubulação a pressão habitual desejada. Um distensor-regulador permite regular à vontade, com a ajuda dum manômetro, a pressão do ar introduzido na garrafa e, conseqüentemente, a pressão exercida sobre a moenda.

Estes acumuladores já eram muito melhores que os acumuladores com placas de ferro fundido; são mais flexíveis e de manejamento mais fácil, porém, mesmo não sendo tão pesados e não ocupando tanto espaço, devem também ser instalados a uma certa distância da moenda, levando a tubulações compridas e proporcionando uma vedação relativa.

3.° **Acumuladores aero-hidráulicos individuais.** — Edwards, na América do Norte, teve a boa idéia de diminuir bastante o tamanho da garrafa e pôde, assim, instalá-la na proximidade imediata do cabeçote da moenda. Seus acumuladores contêm um balão de azoto que se comprime ou dilata, quando o pistão hidráulico sobe ou desce (fig. 10.7).

Vários fabricantes seguiram este exemplo. A Fives-Lille Cail entrega suas moendas com garrafas individuais, sem balão, onde o ar está contido num espaço interior, no alto da garrafa, necessariamente bem vedado. Estas garrafas são facilmente enchidas por meio dum compressor geral colocado perto do tandem;

a pressão se regulariza à vontade. São muito bem vedadas e raras vezes necessitam recarregamento da pressão. Sobre o modelo precedente, apresentam a vantagem de evitar as tubulações muito compridas e grossas de pressão hidráulica, as quais são a causa das perdas de carga e da inércia conseqüente para o rolo superior. Por isso, as garrafas entram em função rapidamente, são ainda mais flexíveis e de baixo custo.

O diâmetro da câmara interior destas garrafas é de 200 mm nas produzidas pela Fives-Lille Cail, 229 mm nas de Edwards. Assim, são apenas 1,2 a 2,5 vezes menores que o pistão hidráulico da moenda, ou seja 1,5 a 6 vezes em superfície. Seu pistão, quando existe, levanta-se, portanto, cerca de 1,5 a 6 cm, quando o rolo se levanta 1 cm deste lado.

Como o volume da câmara é limitado (cerca de 30 dm^3), a pressão aumenta levemente quando o rolo se levanta e isto pode ser considerado como uma vantagem sobre os outros acumuladores com pressão constante, ou quase constante.

Os acumuladores deste tipo são sempre fornecidos com indicadores diretos de levantamento (fig. 10.8), que acrescentam às vantagens precedentes um controle cômodo dos movimentos do rolo. Estes indicadores podem, aliás, ser montados em qualquer moenda, independentemente do modelo de acumulador adotado. Seu uso é bastante recomendável. Seu preço é insignificante e os serviços prestados são consideráveis.

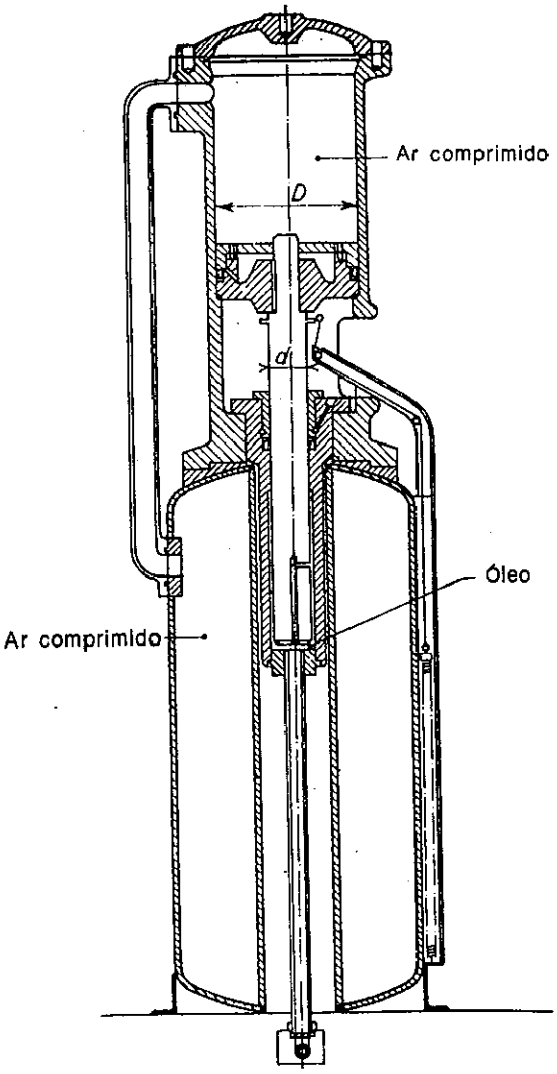


FIG. 10.6. — Corte dum acumulador aero-hidráulico (Fives-Lille Cail).

Estes acumuladores individuais permitem regular a pressão sobre cada extremidade do rolo, de modo que seu levantamento seja equilibrado e proporcional, em cada extremidade, à camada de bagaço que passa desse lado. Efetivamente, acontece que um dos 2 lados duma moenda, ou dum tandem de moendas, recebe sistematicamente uma quantidade de cana superior à recebida pelo outro lado.

Este fenômeno se deve, geralmente, a uma alimentação assimétrica do condutor, caso freqüente nas usinas com uma só mesa alimentadora, por exemplo. De maneira alguma se deve procurar obter um levantamento médio igual dos dois lados: o lado menos carregado deve fornecer um levantamento médio levemente inferior ao outro. Desta maneira, os dois valores obtidos para o levantamento do lado esquerdo e o levantamento do lado direito são, às vezes,

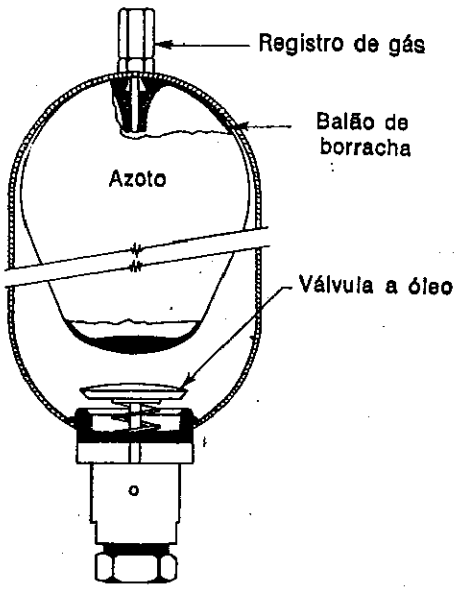


FIG. 10.7. — Acumulador Edwards com balão (Edwards Eng. Corp.).

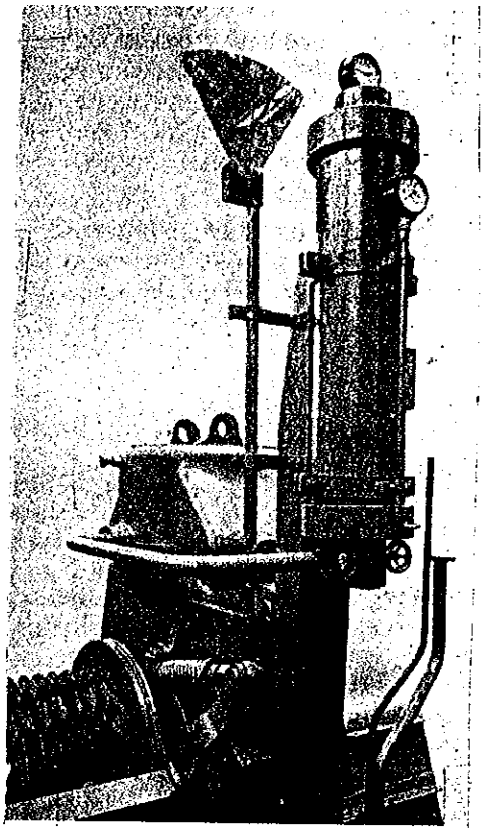


FIG. 10.8. — Acumulador aero-hidráulico individual com indicador de levantamento (Fives-Lille Cail).

muito diferentes e a pressão mais forte não é sempre encontrada do lado do rodete, como seria de se esperar (cf. p. 195).

Cabeçotes e pistões hidráulicos

Deve-se poder trocar rapidamente um couro ou uma guarnição de pressão hidráulica, quando cede. A câmara cilíndrica onde se move o pistão é aberta no alto do cabeçote e a vedação é assegurada por um parafuso comum nas moendas antigas, ou, nas moendas modernas, por um parafuso do qual dois segmentos foram retirados, de modo que uma rotação de 90° seja suficiente para apertá-lo fortemente, tal qual as culatras de um canhão (fig. 10.9). Este último sistema é bem mais rápido e veda da mesma maneira.

Devido a seu peso, os parafusos obturadores são munidos de duas saliências, facilitando a desparafusagem, a manutenção e a retirada.

Pistões. — O pistão hidráulico é simplesmente um cilindro com as arestas arredondadas.

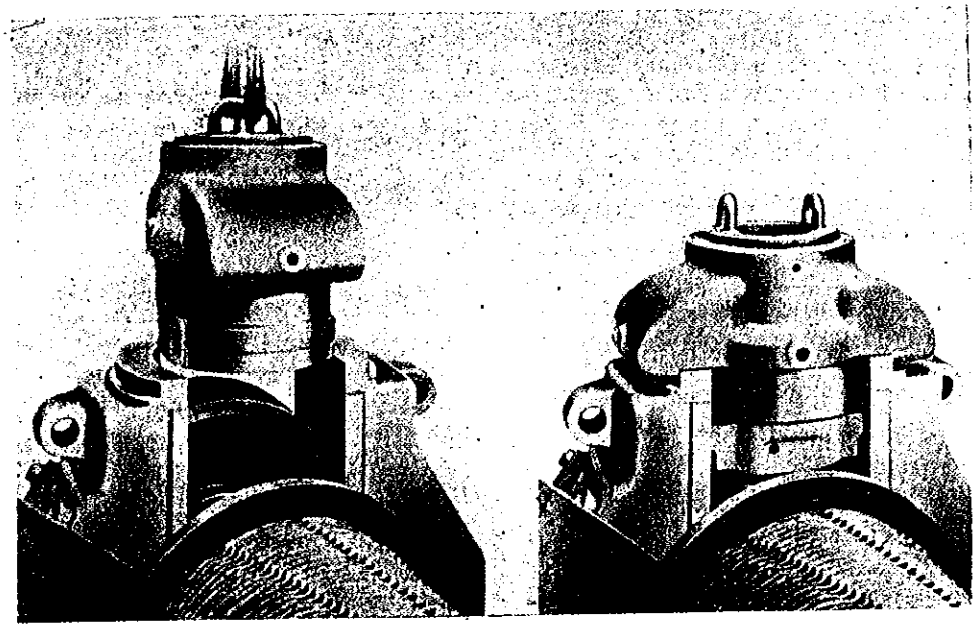


FIG. 10.9. — Tampa com baioneta (Fives-Lille Cail).

Couros e guarnições. — Devido à pressão enorme, reinante em todo o espaço onde se exerce a pressão hidráulica, o problema da vedação é muito importante e se complica no caso do pistão, pelo fato de ser móvel.

Este problema é resolvido fechando a câmara sob pressão com um couro embutido, em forma de U ou, preferivelmente, com uma guarnição metaloplástica ou uma borracha sintética moldada. Uma é colocada do lado do parafuso e outra na parte superior do pistão (fig. 10.3).

Como os couros embutidos trabalham sob alta pressão, devem ser de ótima qualidade. Com curtimento químico, os couros conservam-se mais do que com curtimento vegetal, mesmo quando efetuado com carvalho.

Causas possíveis do mau funcionamento dos couros. — Às vezes acontece que um dos couros da moenda cede a cada momento. Se este problema se repete com freqüência, é bem possível que seja causado pela ausência duma junta plástica entre o couro e as partes metálicas sobre as quais está prensado. Com efeito, é indispensável interpor um anel de borracha entre a convexidade do couro e a pequena cavidade metálica circular contra a qual se apóia ou, então, instalar um cordão de algodão no interior do couro, entre a borda de aço que penetra no U e o fundo do couro.

Fricções. — Para dar a maior flexibilidade possível ao funcionamento da pressão hidráulica, é preciso reduzir a um mínimo as fricções causadas pelos movimentos do pistão e do acumulador.

Estas fricções são, aproximadamente, proporcionais à altura lateral do couro (cerca de 25 mm) (fig. 10.10) ou da guarnição (cerca de 20 mm). Para proteger a convexidade do couro, é conveniente adotar um espaço arredondado, evitando um ângulo pronunciado entre o pistão ou a chapa e a parede cilíndrica da câmara.

FIG. 10.10. — Seção diametral de um couro hidráulico.

O coeficiente de fricção f da guarnição hidráulica contra as paredes tem como valor aproximativo:

$$f = 0{,}5 \text{ a } 0{,}6\,\frac{h}{d} \qquad (10.5)$$

f = coeficiente de fricção;

h = altura da guarnição, em mm;

d = diâmetro do pistão hidráulico, em mm.

Portanto, o esforço necessário para vencer esta fricção é de:

$$\Phi = fF \qquad (10.6)$$

Φ = esforço necessário para vencer a resistência de fricção da guarnição hidráulica, calculado em toneladas;

F = pressão hidráulica exercida sobre o pistão, calculada em t.

Para as dimensões mais freqüentes, f = 0,03 a 0,05. Portanto, Φ = 3 a 5% de F. Para uma moenda com suas 2 guarnições móveis, recebendo 300 t de pressão total, são precisas 9 a 15 t para movimentar os pistões.

Levantamento máximo. — Os castelos são, geralmente, construídos para permitir um levantamento máximo dos rolos superiores de:

4 a 6 cm para os esmagadores,
2 „ 4 „ „ as moendas.

Jogo no funcionamento da pressão hidráulica

Há sempre um jogo no funcionamento da pressão hidráulica, isto é, o rolo superior deve sempre realizar um certo deslocamento antes que a pressão seja exercida de modo integral sobre o bagaço; para o caso dos acumuladores com placas de ferro fundido: antes que o acumulador comece a subir. Neste caso, o jogo é medido pelo deslocamento do rolo, depois de sua posição parada, antes que o acumulador se movimente.

Isto representa uma superioridade do acumulador com placas de ferro fundido, ou do aero-hidráulico com reservatório, sobre o acumulador aero-hidráulico individual: eles marcam o momento em que o bagaço recebe a pressão integral, quando o indicador de levantamento indica o levantamento do rolo do lado em que está instalado, sem que se saiba se o bagaço recebe ou não a pressão integral.

Para melhor compreensão destes fenômenos, muito importantes sob o ponto de vista da eficiência da moenda, colocar-nos-emos no caso, hoje raro, das moendas providas de uma pressão hidráulica, a qual permite indicar o momento em que o pistão começa a subir.

Causas do jogo. — Este jogo se deve a várias causas:

a) Jogo dos mancais nos castelos.

b) Cabeçotes mal ajustados.

c) Parafuso de regulagem do rolo de saída curto demais ou mal ajustado.

d) Jogo nas guias do castelo e dos parafusos do cabeçote.

e) Pontas-de-eixo mal ajustadas.

Importância do jogo. — As moendas que proporcionam boas extrações são sempre moendas com pequeno jogo.

Um jogo de 1 a 2 mm é normal.

Um jogo de 5 a 6 mm é excessivo e prejudicial.

Determinação experimental do jogo. — Este jogo pode ser determinado experimentalmente:

1.º PELO PROCESSO DO CHUMBO. — Faz-se passar na moenda um pedaço de chumbo de 10 × 5 × 2 cm (moendas de 710 × 1 370 a 810 × 1 675 mm) ou de 12 × 6 × 2½ cm (moendas de 863 × 1 830 mm e mais). Mede-se o levantamento do acumulador, assim como a espessura do pedaço de chumbo, após a passagem. Por exemplo:

s	= seção da haste do acumulador	28,26	cm²
$2S$	= seção total dos dois pistões hidráulicos	1 413	cm
λ	= relação de levantamento = 1 413 : 28,26	50	
z	= abertura de saída dos rolos em descanso	4	mm
e	= espessura do chumbo esmagado	10	„
H	= levantamento do acumulador	250	„

O levantamento do rolo correspondendo ao levantamento constatado do acumulador foi de:

$$\frac{250}{50} = 5\,\text{mm}$$

Ora, a diferença entre os 2 rolos de saída foi de:

$$e - z = 6\ \text{mm}$$

diferença que deveria ter correspondido a um levantamento de (cf. fórm. 10.4):

$$\Delta h = 1{,}25(e - z) = 7{,}5\ \text{mm}$$

Portanto, o jogo é de:

$$\varepsilon = 7{,}5 - 5 = 2{,}5\ \text{mm}.$$

2.º PELA MEDIÇÃO DO LEVANTAMENTO MÉDIO COM TRABALHO NORMAL. — Quando a pressão é exercida por meio de acumulador com placas, é necessário instalar na sua proximidade uma escala graduada regulável, na qual o zero é fixado na posição baixa do acumulador e sobre a qual se pode ver sua posição a qualquer momento (fig. 10.11). Pode-se, também, instalar facilmente um aparelho para registrar a posição do acumulador, por meio duma alavanca de comprimento conveniente, apoiada de um lado por uma mola sob o prato do acumulador, cujos deslocamentos são demultiplicados por uma transmissão e registrados por um estilete, o qual marca sua posição sobre um cilindro girando lentamente, com movimento de relógio.

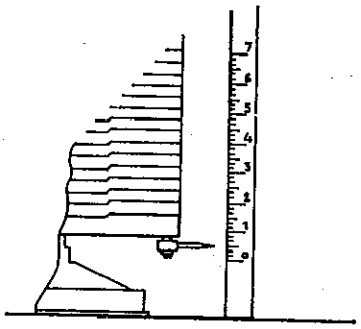


FIG. 10.11. — Escala graduada para acumulador.

Na falta deste aparelho, é possível anotar, durante 1 ou 2 horas de trabalho normal da moenda, a posição do acumulador a cada 15 ou 30 segundos. Pelo gráfico obtido, consegue-se o levantamento médio do acumulador. Conhecendo o trabalho em TCH e a fibra, para um tempo escolhido, e baseando-se na densidade do bagaço comprimido, calculado conforme veremos mais adiante (p. 159), e no coeficiente de reabsorção provável (p. 158), deduz-se o jogo por um cálculo análogo ao precedente. É, porém, bem menos preciso, devido à incerteza do último coeficiente.

Abertura de início de levantamento

É mais importante determinar a abertura correspondente ao início do levantamento do acumulador do que o jogo. Esta determinação equivale à solução do problema: "A partir de qual valor e_0 da abertura de saída e, o acumulador começa seu movimento ascendente?" Sabemos que o bagaço recebe a pressão hidráulica integral a partir deste momento.

O processo do chumbo permite responder a esta questão imediatamente.

Determina-se, primeiramente, o aumento $\Delta_1 e$ de abertura de saída correspondendo a um levantamento unitário (de 1 mm ou de 1 dm, conforme for conveniente) do acumulador. A fórmula 10.4 forneceu:

$$\Delta e = \Delta h \cdot \cos\frac{\alpha}{2} = \frac{H}{\lambda} \cdot \cos\frac{\alpha}{2}$$

Estabelecendo $H = 1$, obtém-se:

$$\Delta_1 e = \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\lambda} \qquad (10.7)$$

Sendo o aumento de $\Delta_1 e$ para 1 mm de levantamento, o aumento total de abertura de saída que causou o levantamento total H mm foi, então, de:

$$H \cdot \Delta_1 e$$

O levantamento do acumulador começou, portanto, quando a abertura de saída atingiu o valor:

$$e_0 = e - (H \cdot \Delta_1 e) \tag{10.8}$$

Conhecendo este valor, conhece-se a cada momento o valor e da abertura de saída, em função do levantamento do acumulador acima de sua posição em descanso. Com efeito, obtém-se:

$$e = e_0 + (H \cdot \Delta_1 e) \tag{10.9}$$

e = valor da abertura de saída, quando da passagem do chumbo;

e_0 = abertura do início de levantamento, na mesma unidade;

H = levantamento do acumulador, na mesma unidade;

$\Delta_1 e = \dfrac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\lambda}$ = aumento da abertura de saída, correspondendo a um levantamento duma unidade do acumulador.

EXEMPLO. — No exemplo precedente, dado para o processo do chumbo (p. 145) ter-se-ia:

$$e_0 = 10 - \left(250 \times \frac{0{,}8}{50}\right) = 10 - (250 \times 0{,}016) = 6 \text{ mm}$$

e, conseqüentemente:

$$e = 6 + (0{,}016H)$$

e é possível verificar que, para $H = 250$ mm, $e = 10$ mm, conforme o demonstrou a passagem do chumbo.

OBSERVAÇÃO 1. — À abertura do início do levantamento corresponde um valor do volume produzido pela abertura de saída, abaixo do qual a pressão da moenda não se pode exercer integralmente. Muitas vezes, é surpreendente constatar, ao determinar a abertura do início de levantamento, que o levantamento do acumulador começa somente com uma espessura de bagaço muito superior à imaginada normalmente. Por exemplo, numa última moenda, regulada "metal contra metal" na saída ($z = 0$), acha-se, freqüentemente: $e_0 = 3$ a 9 mm. Por isso, não se deve acreditar, como se ouve dizer algumas vezes, que a pressão da moenda se exerce integralmente, desde que a camada de bagaço tenha atingido uma espessura igual à regulagem de saída. A existência de jogo, que acabamos de assinalar, torna a realidade muito diferente desta idéia simplista.

OBSERVAÇÃO 2. — Quando se emprega o processo do chumbo para determinar a abertura do início de levantamento, deve-se empregar um pedaço de chumbo cuja largura seja justamente o suficiente para provocar um pequeno levantamento ($H = 20$ a 50 mm) do acumulador. A precisão da medição melhora com isto.

Escolha da largura do pedaço de chumbo. — Para este fim, usa-se um pedaço de chumbo de forma quadrada de 20 mm de espessura (ou, se a abertura de saída for demasiado próxima a 20 mm, de espessura aproximadamente o dobro do valor avaliado da abertura a ser medida). Escolhe-se o tamanho do lado a do quadrado, tomando, por aproximação:

$$a = \frac{35F}{\sqrt{eD}} \qquad (10.10)$$

a = comprimento do lado do quadrado de chumbo, em mm;
F = pressão hidráulica total exercida sobre o rolo superior, em t;
e = valor aproximado da abertura a ser medida, em mm;
D = diâmetro dos rolos da moenda, em mm.

Abertura real de saída dos rolos em descanso

Quando o encarregado das moendas dá a "regulagem de saída", ele indica, geralmente, a medida obtida deslizando um calibrador entre as 2 pequenas faixas cilíndricas situadas nas extremidades dos rolos (cf. fig. 13.2), ou, então, entre a ponta dum dente e o fundo da ranhura oposta, aproximadamente ¼ do comprimento dos rolos, e escolhendo uma parte não danificada de suas superfícies.

Se o maior calibrador que pode ser introduzido é, por exemplo, o de 3 mm, o encarregado dirá: "Minha regulagem de saída é de 3 mm".

Não se pode pensar que a espessura da camada de bagaço passando entre os rolos em descanso tenha o mesmo valor. Na realidade, este valor é muito superior a esta "regulagem". A diferença deve-se a várias causas:

a) Desgaste desigual dos rolos. Se a regulagem foi tomada entre as faixas cilíndricas das extremidades, a regulagem no meio do rolo será mais alta, porque os rolos se desgastam mais no centro do que nas extremidades.

b) Desgaste das extremidades dos dentes.

c) Destruição mais ou menos completa dos dentes, pela passagem de pedaços de ferro fundido ou aço na moenda, quebrando ou esmagando os dentes sobre uma parte de seu comprimento e uma parte da sua altura.

d) Volume deixado livre pelos chevrons e messchaerts. No que se refere a estes últimos, as experiências efetuadas em Queensland demonstraram que era conveniente calculá-los, no volume descrito pela abertura, por somente cerca de ¼ de sua profundidade (Bullock, pp. 250-272-278-303).

Portanto, há 4 medidas que devem ser distinguidas na saída duma moenda:

1.º A "regulagem" de saída.

2.º A abertura real entre os rolos em descanso, levando em consideração as perdas de metal (*a*), (*b*), (*c*) e o volume livre (*d*).

3.º A abertura de início de levantamento.

4.º „ „ „ saída em atividade.

A regulagem de saída é apenas um dado teórico, cujo único interesse é a facilidade em ser medido.

A abertura real em descanso corresponde ao volume real produzido pela rotação simultânea dos dois rolos. Pondo a moenda em movimento, a abertura começa por se encher de bagaço; a sua compressão aumenta, então, até o momento em que é suficiente para levantar o peso do rolo superior ou para apoiar o rolo inferior no fundo de seus mancais, ou estes sobre seus cabeçotes etc. À medida que a quantidade de bagaço aumenta, os diversos jogos (*a*) a (*e*), citados antes, no parágrafo "Causas do jogo" (p. 145), compensam-se sucessivamente e a pressão aumenta. Assim, o volume de bagaço atinge o valor correspondente à abertura de início de levantamento: a pressão aumenta então mais rapidamente, até o limite apropriado ao levantamento do acumulador. O acumulador sobe, afinal, e o volume produzido continua a aumentar em relação direta ao levantamento, sendo que a pressão, pelo contrário, fica mais ou menos constante.

Tem-se, por exemplo:

Regulagem de saída	2 mm	(valor teórico)
Abertura real em descanso	4 „	(valor médio)
„ de início de levantamento	8 „	„ „

Tratando-se duma moenda de 100 TCH cuja abertura de saída em atividade seja de 16 mm, por exemplo, a abertura real em descanso será preenchida com uma tonelagem inferior a 25 TCH, mas o acumulador só se levanta quando a tonelagem instantânea corresponde a 50 TCH. Abaixo desta tonelagem, a pressão não será integral.

Medição da abertura real de saída dos rolos em descanso. — Esta medição se efetua com muito mais facilidade pelo processo do chumbo, sob a condição de usar um pedaço de chumbo suficientemente pequeno, para não fazer mover os rolos. Um pedaço de, por exemplo, 50 × 50 × 20 mm é, geralmente, adequado para moendas de 760 × 1 530 mm e maiores. Faz-se este pedaço passar na moenda, observando que nem o acumulador e nem os rolos se movam. Em seguida, a espessura do pedaço esmagado é determinada da seguinte maneira: coloca-se-o sobre papel milimetrado e desenha-se o seu contorno. Conta-se o número de mm² ocupado. Seja S a superfície obtida. Pesa-se o pedaço de chumbo; seja G o peso obtido. Obtém-se:

$$e = \frac{G}{d \cdot S} \qquad (10.11)$$

e = espessura procurada, em cm;

G = peso obtido, em g;

d = densidade do chumbo = 11,35 g/cm³;

S = superfície obtida, em cm².

Deste modo, obtém-se a espessura média do pedaço de chumbo, com uma precisão muito grande: corresponde à abertura real de saída dos rolos em descanso. Se a superfície destes está muito danificada, realiza-se a média de várias

experiências, incluindo, eventualmente, um messchaert, tantas vezes quantas seja necessário representar sua proporção sobre a superfície do rolo.

Demoramo-nos um pouco neste problema do jogo e das aberturas em descanso e de início de levantamento. Pensamos, porém, que estes detalhes contribuem muito a compreender melhor o que se passa numa moenda. Foi pelo mesmo motivo que escolhemos o caso dos acumuladores com placas de ferro fundido, fora de uso, hoje em dia: somente eles marcam nitidamente o início da pressão integral. Os acumuladores aero-hidráulicos individuais indicam um início de levantamento que não corresponde à pressão integral, por causa dos jogos assinalados. Felizmente, estes são bastante fracos nas moendas modernas, bem construídas.

Valores máximos da pressão hidráulica

Os acumuladores, tubos e moendas são geralmente construídos para pressões de óleo de 250 a 350 kg/cm². As firmas anglo-saxônicas adotaram como padrão 280 kg/cm². Os fabricantes franceses vão até 300 ou 320 kg/cm².

Aliás, este máximo geralmente não é utilizado, ou o é apenas na última moenda. O valor de 300 kg/cm² é suficiente para poder atingir, com as dimensões normais dos pistões hidráulicos, as condições ótimas de funcionamento, que veremos mais adiante.

Valores máximos da pressão total

Normalmente, mede-se a incidência do valor total da pressão exercida no rolo superior sobre a resistência do material, relacionando esta pressão com a superfície projetada (comprimento × diâmetro) dos eixos deste rolo.

A pressão sobre os eixos, assim definida, geralmente não ultrapassa:

$$\begin{aligned} &75 \text{ a } 80 \text{ kg/cm}^2 \text{ para os esmagadores,} \\ &100 \text{ „ } 110 \text{ „ „ „ às moendas.} \end{aligned} \qquad (10.12)$$

Certos fabricantes foram até 125 kg/cm²; pensamos, porém, que, sob o ponto de vista da segurança e com a finalidade de proporcionar uma boa lubrificação, é conveniente não ultrapassar 110 kg/cm².

A PRESSÃO SOB O PONTO DE VISTA DA FABRICAÇÃO

Medição da pressão sobre o bagaço

A indicação da pressão total exercida no rolo superior não informa sobre a pressão correspondente recebida pelo bagaço. Com efeito, fazendo agir uma pressão de 300 t sobre uma moenda de 915 × 2 134 mm, evidentemente o resultado para o bagaço não será, de maneira alguma, o mesmo que no caso desta pressão de 300 t ser exercida sobre uma moenda de 760 × 1 530 mm. Na moenda maior, a carga total é repartida sobre uma superfície maior de bagaço.

Do mesmo modo, deve-se considerar a espessura da camada de bagaço.

Num esforço por levar em conta a dimensão da moenda, os anglo-saxões relacionam a carga total com a unidade de comprimento do rolo. Ora, uma carga de 200 t por metro de comprimento resulta numa mesma carga total, ou seja, 366 t, sobre um rolo de 863 × 1 830 mm e sobre um de 810 × 1 830 mm. Porém, o efeito será diferente.

Considerando a seção transversal (fig. 10.12) duma moenda em atividade, podemos facilmente imaginar que esta figura representa rolos de 500 mm de diâmetro, em escala de 1/20, ou rolos de 1 000 mm de diâmetro, em escala de 1/40, ou rolos de qualquer outro diâmetro em escala correspondente.

Então, percebe-se que a camada de bagaço indicada na figura corresponde da mesma maneira a uma espessura determinada por esta escala e, portanto, proporcional ao diâmetro do rolo: 10 cm para os rolos de 500, ou 20 cm para os rolos de 1 000 mm etc.

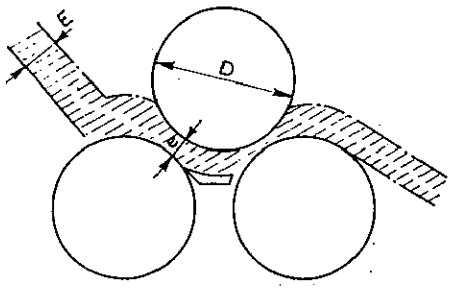


FIG. 10.12. — A camada de bagaço.

Se nos ocupamos apenas com a pressão e deixamos provisoriamente de lado a velocidade e os fenômenos mais complexos, tais como a penetração do bagaço pelo caldo, que aliás não alterariam muito nossas conclusões, é evidente que, em igualdade de circunstâncias, para um número dado, por exemplo, para a espessura do bagaço e a abertura entre rolos considerados, correspondem uma pega, um aperto, uma relação e/E e um tratamento de bagaço idênticos, qualquer que seja a escala adotada. Com outras palavras, nos dois casos abaixo:

1)
Diâmetro dos rolos	D =	500 mm
Espessura do bagaço solto	E =	100 „
„ „ „ comprimido	e =	10 „

2)
Diâmetro dos rolos	D =	1 000 „
Espessura do bagaço solto	E =	200 „
„ „ „ comprimido	e =	20 „

o resultado da passagem do bagaço na moenda será aproximadamente o mesmo. Ora, estes dois casos correspondem a uma mesma compressão do bagaço em dois pontos homólogos das duas figuras homotéticas (ou ao mesmo ponto da mesma figura em duas escalas diferentes), o que exige uma mesma pressão por cm² de bagaço em todos os pontos homólogos de sua passagem entre os rolos. Se a semelhança geométrica está estabelecida, a semelhança mecânica sê-lo-á, se a carga total por centímetro de comprimento de rolo for o dobro, para a moenda de 1 000, daquela da moenda de 500 mm. O comprimento das curvas em contato com o bagaço é realmente o dobro no primeiro caso, em relação ao segundo.

Para uma camada de bagaço igual a uma fração dada do diâmetro dos rolos (no exemplo acima: 20% antes da pressão, 2% na abertura de saída), o resultado sobre o bagaço será idêntico, se a carga total sobre todo o comprimento do rolo for proporcional a LD:

$$F = \lambda \cdot LD \tag{10.13}$$

F = carga hidráulica total, exercida sobre o rolo superior;
λ = coeficiente numérico;
L = largura dos rolos;
D = diâmetro dos rolos.

Pressão específica

Veremos agora uma maneira lógica de considerar a dimensão dos rolos, que é relacionar a carga total, não mais ao comprimento L dos rolos, mas ao produto LD de seu comprimento por seu diâmetro.

De qualquer maneira, a pressão, relacionada a LD, não representa uma imagem concreta. Ora, acontece que, para as espessuras de bagaço que normalmente passam nas moendas, a pressão média exercida sobre o bagaço é semelhante àquela que seria exercida pela carga total F, suposta uniformemente distribuída sobre uma superfície plana de comprimento L e com largura de um décimo do diâmetro, ou seja $D/10$.

Portanto, define-se a *pressão hidráulica específica* duma moenda, ou *P.H.E.*, pelo quociente:

$$p = \frac{F}{0{,}1LD} = \frac{10F}{LD} \tag{10.14}$$

p = pressão hidráulica específica, em t/dm² = "P.H.E.";
F = carga hidráulica total sobre o rolo superior, calculada em t;
L = largura dos rolos, em decímetros;
D = diâmetro dos rolos, em decímetros.

Esta definição da P.H.E. não tem muito a ver com a pressão real suportada pelo bagaço: é apenas o fator principal e fornece um valor muito aproximado do valor da pressão média. Tem a vantagem de representar uma imagem concreta, pois é possível imaginar de imediato uma pressão de, por exemplo, 10 t por decímetro quadrado de bagaço. É também muito útil e nos servirá freqüentemente, mais adiante. Ela deve substituir, de qualquer maneira, a noção de carga por metro de comprimento de rolo, que é ilógica e gera confusão.

Espessura da camada de bagaço. — A P.H.E. permite comparar as pressões de duas moendas diferentes, mas não pode ser considerada, conforme assinalamos, como uma medida da pressão suportada pelo bagaço. A P.H.E. só poderia medir esta pressão se a camada de bagaço fosse sempre proporcional ao diâmetro dos rolos e constante na mesma proporção, o que geralmente não ocorre, nem em duas moendas diferentes, cujos trabalhos podem ser diferentes, nem em uma mesma moenda, cuja tonelagem pode ser variável.

Decomposição da pressão numa moenda em movimento

Num esmagador comum, com 2 rolos em atividade, as reações resultando duma carga F exercida sobre o rolo superior são muito simples. Existe uma reação F_s sobre os mancais superiores do rolo superior e uma reação F_i sobre os mancais inferiores do rolo inferior (fig. 10.13) e cada uma das reações é igual a F:

$$F_s = F_i = F.$$

Numa moenda, a decomposição é um pouco mais complexa. A reação sobre os mancais superiores do rolo superior é ainda igual a F. Sem a bagaceira, a carga F se decomporia sobre os rolos inferiores em 2 reações: F_1 na entrada e F_2 na saída (fig. 10.14). Esta última é sempre mais alta, porque a regulagem na saída é sempre mais apertada que na entrada.

Influência da bagaceira. — Uma certa parte da carga F é, porém, absorvida pela bagaceira. A reação desta é levemente deslocada para a frente do plano axial vertical do rolo superior. Este ângulo de deslocamento, apesar de pequeno, não pode ser descuidado e observa-se que as reações F_1 e F_2 só se produzem pela fração restante de F (fig. 10.15).

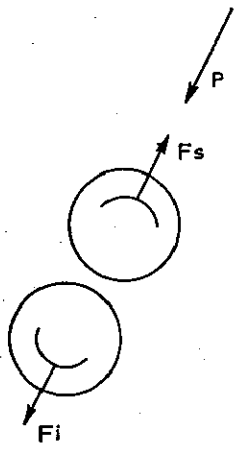


FIG. 10.13. — Decomposição da pressão num esmagador.

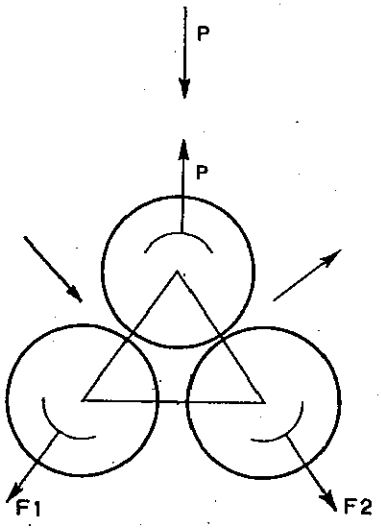


FIG. 10.14. — Decomposição da pressão numa moenda.

Qual é a fração de F absorvida pela bagaceira? Lehky (ISJ, 1937, p. 137) calcula que a pressão média sobre a bagaceira é de aproximadamente 3 kg/cm², o que corresponde, para as proporções normais, a cerca de 5% de F. Este valor nos parece muito baixo. Entretanto, Russel acha, por seu lado, 1,8 kg/cm² correspondendo a uma reação total $R = 0{,}05\ P$ (The Extraction Performance of Sugar Cane Crushing Trains, p. 79), porém propõe: $R = 0{,}10\ P_1$ (fig. 10.15). Munson (TSJ, abril 1955, p. 18) achou os valores normais de 10 a 14 kg/cm², porém constatou que esta pressão atingia, muitas vezes, 35 kg/cm² e podia até

ultrapassar 60 kg/cm². De outro lado, experiências efetuadas na usina experimental de Audubon Park (Sugar Bulletin: Vol. 20, n.º 18; Vol. 21, n.º 12) indicaram que a reação sobre a bagaceira era proporcional à carga total F e, praticamente, igual à metade desta carga total. Estes resultados, como o sugerem,

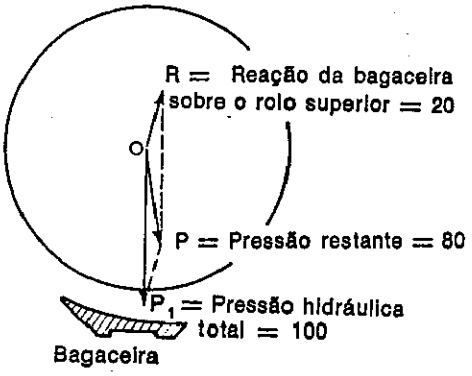


FIG. 10.15. — Influência da reação da bagaceira sobre a carga.

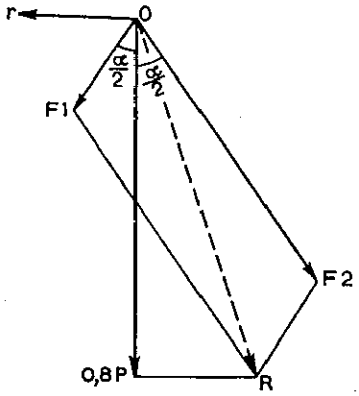


FIG. 10.16. — Constância da soma das 2 reações, entrada e saída.

aliás, seus autores, parecem ser excessivos. Enfim, certas experiências, em especial uma de Varona (ISJ, 1938, p. 427), que, aliás, nós interpretamos de maneira um pouco diferente da adotada por seu autor, e uma medição executada em nossa usina de La Mare, levaram-nos a pensar que, nas moendas industriais, a fração da carga absorvida pela bagaceira deve ser, geralmente, cerca de 20 a 30% da carga hidráulica total. O Mackay Sugar Research Institute está de acordo (Technical Report n.º 56, p. 6) com estes valores.

Munson, instigador das experiências de Audubon, acha que a regulagem da bagaceira tem pouca influência sobre o valor desta reação, se bem que os valores mais altos sejam, geralmente, constatados para bagaceiras muito baixas. Quer a bagaceira seja fixada alta ou baixa, o bagaço se acumula até que a espessura da camada corresponda aproximadamente a uma certa reação constante, que acabamos de avaliar em 20 a 30% da carga hidráulica exercida sobre o rolo superior. Estamos de acordo com este ponto de vista, ficando entendido que a bagaceira não seja nem alta, nem baixa demais. Sendo isso exato, não seria mais necessário ocupar-se da regulagem, o que, felizmente, simplifica o problema.

Desde já, com 20 a 30% da carga hidráulica F absorvida pela bagaceira, ficam somente 70 a 80% para exercer as cargas F_1 e F_2 na entrada e na saída. Levando estas forças a seu ponto de união O, centro do rolo superior, e projetando-as sobre a vertical (fig. 10.16), obtém-se:

$$F_1 \cdot \cos\frac{\alpha}{2} + F_2 \cdot \cos\frac{\alpha}{2} = 0{,}75F$$

donde:

$$F_1 + F_2 = \frac{0{,}75F}{\cos\frac{\alpha}{2}} \approx F \qquad (10.15)$$

o que demonstra que a soma das reações F_1 e F_2 continua constante, quando seus valores relativos variam (veremos mais adiante, p. 193, um valor mais preciso desta soma).

Portanto, pode-se enunciar o seguinte princípio:

PRINCÍPIO. — A soma das forças, que se exercem sobre o conjunto dos 6 mancais em atividade duma moenda, tem um valor constante, que é de aproximadamente:

$$F + F_1 + F_2 = F + F = 2F \tag{10.16}$$

CASO DO ESMAGADOR. — Para um esmagador, a soma das forças que se exercem sobre o conjunto de 4 mancais ativos tem, evidentemente, como valor (fig. 10.13):

$$F + F = 2F \tag{10.17}$$

Portanto, observa-se que, com carga igual sobre o rolo superior, as forças que se exercem sobre o conjunto dos mancais dum esmagador são aproximadamente iguais àquelas que se exercem sobre o conjunto dos mancais duma moenda.

Definições

A partir de agora serão utilizadas a nomenclatura e as definições seguintes:

C.H.T. = Carga Hidráulica Total sobre o rolo superior. É o número de toneladas obtido ao multiplicar a secção total dos dois pistões pela pressão de óleo, calculada em kgf/cm².

P.H.E. = Pressão Hidráulica Específica. É o número obtido supondo a C.H.T. repartida uniformemente sobre uma superfície plana, retangular, tendo como comprimento a largura dos rolos e como largura a décima parte de seu diâmetro. É calculada em toneladas/decímetro quadrado:

$$\text{P.H.E.} = \frac{\text{C.H.T.}}{0{,}1LD} = \frac{10\,\text{C.H.T.}}{LD}\ \text{t/dm}^2 \tag{10.18}$$

C.H.R. = Carga Hidráulica Resultante. É o componente, seja do lado da entrada F_1, ou do lado da saída F_2, correspondente à C.H.T. Num esmagador: C.H.R. = C.H.T.

P.H.R.E. = Pressão Hidráulica Resultante Específica:

$$\text{P.H.R.E.} = \frac{10\,\text{C.H.R.}}{LD} \tag{10.19}$$

PRESSÃO NAS MOENDAS

Fenômenos que determinam a pressão nas moendas. — Durante muito tempo, acreditou-se que o bagaço passava entre os rolos da moenda com uma

velocidade igual à velocidade periférica dos rolos, ao arrastá-lo. A 1.ª edição deste manual baseou-se nesta hipótese. Medições mais precisas demonstraram que a realidade era diferente. Desde 1928, Egeter, em Java, afirmava que o volume de bagaço comprimido, na sua passagem entre os rolos, era superior ao volume produzido pelos rolos nesta abertura. Ele encontrou muito cepticismo, porque o pessoal e mesmo os técnicos achavam difícil imaginar um fluxo da matéria submetida a tais pressões. As medições efetuadas com mais cuidado nas moendas industriais e as experiências em laboratório, principalmente aquelas de Bullock e Murry, na Austrália, demonstraram de modo decisivo que, praticamente, nunca o volume de bagaço comprimido era igual ao volume arrastado pelos rolos.

Este fenômeno ainda não é bem conhecido, mas pode ser explicado da seguinte maneira. Consideremos uma camada *AB* de cana preparada ou de bagaço, entrando numa moenda (fig. 10.17). Imaginam-se faixas verticais, tingidas de vermelho, eqüidistantes, *AB, CD* etc., nesta camada. Quando estas faixas se aproximam dos rolos, serão alteradas pela compressão das faixas precedentes, a matéria colocada na superfície e chegando ao contato dos rolos é arrastada pela fricção; as camadas colocadas mais no interior são arrastadas numa medida menor, porque encontram uma resistência cada vez mais forte, devida à compressão crescente, originada pela tendência do bagaço a refluir para as partes de trás, onde há menos pressão. As faixas, portanto, curvam-se primeiramente para trás e, quando o intervalo entre os rolos diminuiu muito, formam uma bolsa na camada mediana.

Esta matéria, porém, não é nem sólida como a fibra metálica, nem fluida, como o aço perto de seu ponto de fusão: é formada de fibras sólidas e caldo líquido. Sob a pressão, os feixes de fibra se rompem, o caldo tende a escapar para a zona de menor pressão e flui através da massa fibrosa para os espaços

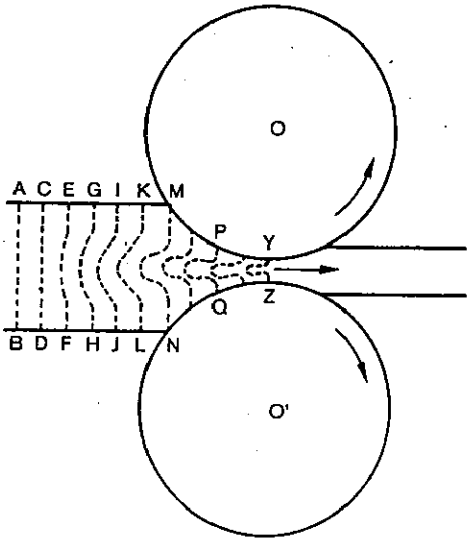


FIG. 10.17. — Formação da bolsa semilíquida.

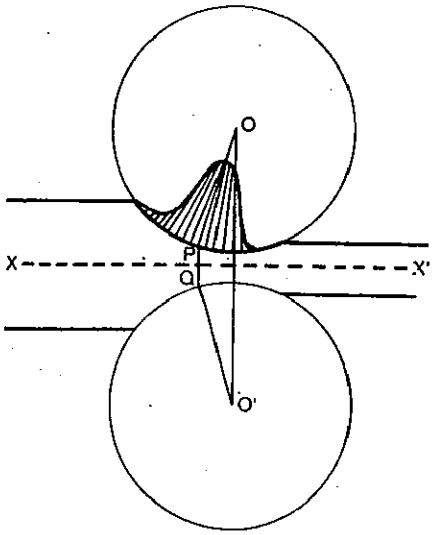


FIG. 10.18. — Repartição das pressões sobre o rolo.

livres exteriores, *M* e *N*. No ponto *N*, o caldo escorre para o gamelão. No ponto *M*, ele só encontra saída atravessando outra vez toda a camada de bagaço atrás da zona sob pressão, embebendo-a e contribuindo, assim, para aumentar a proporção de caldo na massa e, conseqüentemente, a proporção bloqueada, arrastada para a abertura.

Neste ponto, intervém um novo fator: a permeabilidade da massa fibrosa. Esta permeabilidade, muito alta no bagaço solto, diminui repentinamente quando a pressão aumenta e se torna praticamente nula com pressões muito altas, conforme foi demonstrado por Bullock e Murry. O caldo que não pôde escapar para a zona de alta permeabilidade e, portanto, de baixa pressão, fica preso. Assim, chega à zona das pressões muito altas, na direção de *PQ*, uma matéria composta de caldo muito misturado às fibras. Sob as pressões altas, esta matéria toma a forma que Linley qualificou de "semilíquida" (Murry, p. 48), apresentando propriedades particulares, tendo o líquido uma forte tendência a jorrar pela primeira saída que se lhe oferece, provavelmente arrastando algumas fibras ou matérias sólidas com ele.

O caldo, compreendido na camada mediana, forma ali uma espécie de bolsa, que as faixas verticais mostram claramente (fig. 10.17). Observe-se o que acontece com esta bolsa. Quando chega ao plano axial *OO'*, encontra à sua frente uma zona de pressões decrescentes: o líquido precipita-se, evidentemente, para esta zona e encontra um bagaço relativamente seco, em expansão, formando uma esponja, na qual outra vez se embebe imediatamente. Este é um dos pontos fracos do sistema de extração brutal, que é a moenda: gasta-se uma energia enorme para liberar o caldo, porém, uma grande fração deste caldo liberado é, imediatamente, perdido com a reembebição. Este ponto fraco é devido à natureza das coisas e dificilmente será vencido.

Voltando à bolsa de caldo. Nos poucos milímetros que precedem o plano axial *OO'*, a abertura é pouco maior que em *OO'*. Se for de 20 mm em *OO'*, será de 20,22 mm a 1 cm à frente de *OO'*. Observa-se, facilmente, que, no estado semifluido indicado, o jato para a saída se produz na realidade bem antes da chegada ao plano axial. Ora, assim que o jato se produz, a pressão cai ou, no mínimo, não sobe mais. Deduz-se, que a pressão máxima não ocorre em *OO'*, mas num plano anterior, vizinho de *PQ*, chamado "plano neutro".

A repartição das pressões na moenda é, desta forma, deslocada para a parte de trás (fig. 10.18), relativamente ao que se pensava, atribuindo o máximo ao plano axial. É provavelmente bastante constante entre o plano neutro e o plano axial e diminui rapidamente após este. Esta variação foi representada por ordenadas colocadas sobre os raios correspondentes do rolo superior.

O plano neutro *PQ* pode estar a vários centímetros, 2, 3, 4 ou 5 cm, atrás do plano axial. O jato, ou, no mínimo, o escoamento com velocidade superior à dos rolos, começa no plano neutro e termina pouco depois do plano axial.

Portanto, uma certa proporção do caldo passa em *YZ* (fig. 10.17) com uma velocidade superior. É possível que seja uma pequena proporção jorrando com alta velocidade na camada média *xx'* (fig. 10.18); é também possível que a quase totalidade do caldo passe através das fibras com uma velocidade superior de apenas 10, 20 ou 50%. Finalmente, é possível que o caldo, ao precipitar-se, arraste alguma matéria sólida junto. A expressão "extrusão" se aplica a esta

última hipótese: há "extrusão" da matéria sob pressão através do orifício de saída. A expressão "reabsorção" aplica-se de qualquer maneira, pois se refere ao caldo passando a uma velocidade mais alta e sendo reabsorvido, após a saída, pela massa de bagaço, liberada de seu caldo e novamente ávida de umidade.

Coeficiente de supervelocidade ou fator de reabsorção

Chama-se "coeficiente de supervelocidade" r a relação entre a velocidade média da matéria no orifício de saída e a velocidade periférica dos rolos. É facilmente estabelecido conhecendo-se o volume da matéria e o volume arrastado pelos rolos:

$$r = \frac{V_B}{V_E} \tag{10.20}$$

r = coeficiente de supervelocidade;
V_B = volume do bagaço, quando de sua passagem pelo orifício de saída;
V_E = volume arrastado ao orifício da saída pela rotação dos 2 rolos.

Chama-se, também, esta relação r de "fator de reabsorção", ou ainda "coeficiente de deslizamento", sendo esta última expressão imprópria, a menos que se pense num deslizamento negativo com altas pressões.

A relação r aumenta com a compressão. Quando toma o valor de 1, o fenômeno de reabsorção, na realidade, já teve início. Com efeito, considerando uma moenda muito aberta: os fenômenos devidos às pressões muito altas e que foram descritos acima não se produzem. Porém, o bagaço solto, com exceção da camada em contato com os rolos, não tem toda sua massa arrastada com a velocidade periférica destes. Portanto, há deslizamento e a relação r é inferior a 1. A expressão "coeficiente de deslizamento" é, neste caso, perfeitamente justificada. Ele só fica igual a 1 quando, com a pressão aumentada ou a moenda fechada, a reabsorção começa e se torna suficiente para compensar o desliza-

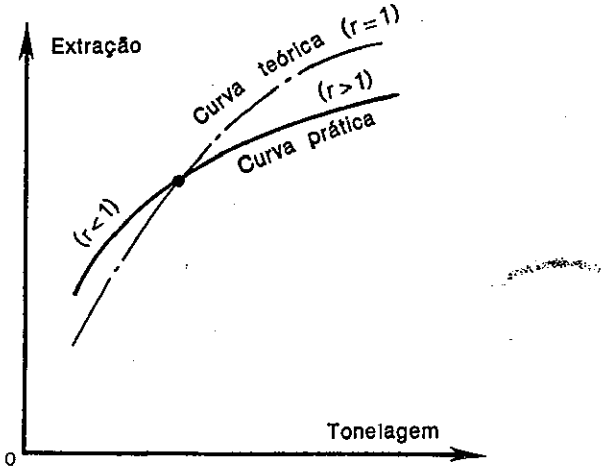


FIG. 10.19. — Curvas teórica e prática da extração.

mento. Portanto, não se deve estranhar que a curva obtida na prática, fornecendo a extração em função da tonelagem crescente para uma moenda com abertura dada, cruze a curva teórica (fig. 10.19) (entendemos por curva teórica, aquela que seria obtida se não houvesse reabsorção e se toda a massa do bagaço fosse arrastada com a velocidade periférica dos rolos). Aliás, a curva encontrada correspondente a $r<1$ seria inexplicável.

Densidade da fibra, da cana e do bagaço

Uma das primeiras perguntas que se pode fazer é: como medir o volume da matéria antes da pressão? Aparentemente, este é, na realidade, muito variável e depende da fibra, de seu preparo, da grossura e da forma dos pedaços, da espessura da camada (uma camada espessa diminui mais de volume que uma camada fina), do Brix do caldo etc.

V.V.E. — Estas variações são muito atenuadas quando não se referem mais ao volume aparente, mas sim ao volume com vazio excluído (V.V.E.) da matéria. Esta matéria é composta de 2 elementos: a fibra e o caldo.

A. **Fibra.** — A densidade da fibra é bem conhecida agora. Sendo a densidade da celulose 1,55, a da fibra não podia ser muito diferente. A melhor determinação da fibra é aquela realizada por Pidduck (QSSCT, 22.º, p. 150), que forneceu:

$$\delta = 1{,}512 + 0{,}000\,023p \qquad (10.21)$$

δ = densidade da fibra da cana sob a pressão p;

p = pressão à qual a fibra é submetida, calculada em kgf/cm².

O valor 1,512 é dado com precisão: 1,51 ± 0,01.

Portanto:

sob pressão atmosférica	$\delta = 1{,}512$
„ 100 kg/cm²	$\delta = 1{,}514$
„ 500 „	$\delta = 1{,}523$

Nunca seria errado adotar na moenda: $\delta = 1{,}52$

B. **Caldo.** — Em Java, considerava-se que a parte líquida da cana continha: *a*) o caldo propriamente dito, com densidade pouco variável; *b*) a água fisiológica, quase pura ou, pelo menos, de Brix muito fraco, encerrada nos feixes das células fibrosas e que as pressões mais elevadas não seriam capazes de separar da fibra. Estimavam a quantidade da água fisiológica como igual a 25% do peso da fibra. Outros a calculavam em 20%. Medições efetuadas por Van der Pol, na África do Sul, forneceram uma porcentagem de cerca de 30%, porém foram retificadas posteriormente (Mackay SRI, Techn. Rep., n.º 61, p. 4) a 20%. Aliás, esta proporção varia durante a safra. Adotando 20%, o V.V.E. dum quilograma de cana ou bagaço terá o seguinte valor:

$$\text{V.V.E.} = \frac{f}{1{,}52} + \frac{0{,}20f}{1} + \frac{1 - 1{,}20f}{d_f} \qquad (10.22)$$

V.V.E. = volume específico, vazios excluídos, da cana ou do bagaço, em dm³/kg;

f = fibra da cana ou do bagaço, para 1 de matéria;

d_J = densidade do caldo (ou da mistura de caldo com água de embebição).

Ou:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{d_J} - \left(\frac{1{,}20}{d_J} - 0{,}86\right) f \qquad (10.23)$$

Sendo conhecida a densidade do caldo d_{J_0} sob a pressão atmosférica, sua densidade d_J sob uma pressão p kg/cm² tem, aproximadamente, o valor seguinte:

$$d_J = d_{J_0}(1 + 0{,}000\,04p) \qquad (10.24)$$

Obtém-se uma precisão suficiente tomando numa moenda:

$$d_J = 1{,}01 d_{J_0} \qquad (10.25)$$

Vejamos, primeiramente, o caso da cana: d_{J_0} = 1,07 a 1,09, ou seja, cerca de 1,08; f = 0,10 a 0,15.

mínimo:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}09 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}09 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}15 = 0{,}874;$$

ou seja: $d_c = 1{,}144$

máximo:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}07 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}07 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}10 = 0{,}901;$$

ou seja: $d_c = 1{,}110$

d_c = densidade da cana sob pressão, vazios excluídos.

Portanto, não seria um erro grave adotar: d_c = 1,12 kg/dm³. A densidade aparente d_0 da cana, ao chegar à moenda, com pressão nula, é dada por Murry (ISJ, dezembro 1960, p. 348) de acordo com a preparação executada:

	Cuidada	*Média*	*Grosseira*
d_0	0,660	0,634	0,548 kg/dm³

Portanto é de cerca de 0,6.

Observe-se o caso do bagaço da 1.ª moenda: d = 1,065 a 1,08; f = 0,30 a 0,36:

mínimo:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}08 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}08 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}36 = 0{,}830;$$

ou seja: $d_B = 1{,}204$

máximo:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}065 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}065 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}30 = 0{,}853;$$

ou seja: $d_L = 1{,}172$

d_B = densidade do bagaço sob pressão, vazios excluídos.

Para uma última moenda: $d = 1{,}01$ a $1{,}02$; $f = 0{,}46$ a $0{,}54$:

mínimo:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}02 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}02 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}54 = 0{,}806;$$

ou seja: $d_B = 1{,}241$

máximo:

$$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}01 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}01 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}46 = 0{,}835;$$

ou seja: $d_B = 1{,}198$

Observa-se que a densidade do bagaço é de cerca de 1,20 kg/dm³.

Fibraque

Os javaneses consideravam o conjunto fibra + água fisiológica um conjunto mecanicamente inseparável, já que as moendas não podem efetuar esta separação. Chamavam este conjunto de "fibra natural". Devemos, às vezes, adotar esta denominação, mas, para evitar qualquer confusão, dar-lhe-emos o nome de "fibraque", significando: fibra + água. Como regra geral, supõe-se que o peso de fibraque represente 1,2 vezes o peso de fibra.

Carga-fibra

Denominaremos "carga-fibra" o peso de fibra por unidade de superfície descrita por um dos rolos da moenda. Tem-se:

$$q = \frac{Af}{S} = \frac{Af}{60\pi nDL} \tag{10.26}$$

q = carga-fibra, em kg/m²;
A = trabalho das moendas, em kg de cana por hora;
f = fibra da cana em relação à unidade;

S = superfície descrita por uma geratriz do rolo superior, em 1 hora, em m²;
L = largura dos rolos, em metros;
D = diâmetro médio dos rolos, em metro;
n = velocidade de rotação dos rolos, em rotações por minuto.

Industrialmente, a carga-fibra é calculada em kg/m², porém, por motivos de homogeneidade que veremos mais adiante, é calculada em kg/dm² nos cálculos teóricos, caso em que é suficiente tomar L e D em dm, ou S em dm².

A carga-fibra é muito variável. Um valor médio seria, por exemplo: $q = 12$ kg/m² (ou 0,12 kg/dm²). Porém, como foi visto (p. 151), a camada de cana ou bagaço deve, em igualdade de condições, ser proporcional ao diâmetro dos rolos. Sendo a própria carga-fibra proporcional à espessura da camada, segue-se que, para comparar a carga de matéria de duas moendas com rolos de diâmetros diferentes, isto é, o trabalho delas exigido, é preciso relacionar a carga-fibra ao diâmetro. Daí vem a noção de "carga-fibra específica".

$$\text{Carga-fibra específica: } \tau = \frac{q}{D} \qquad (10.27)$$

τ = carga-fibra específica, em kg/m²/m, isto é em kg/m³.

Pelos mesmos motivos, como para a carga-fibra, calcula-se, às vezes, a carga-fibra específica em kg/dm³.

A carga-fibra específica, menos variável, evidentemente, que a carga-fibra, é de cerca de 15 kg/m³ (ou seja 0,015 kg/dm³).

Volume aparente. — A densidade aparente da cana, isto é, sua densidade com vazios incluídos, correspondendo ao volume por ela ocupado sobre o condutor ou na entrada da moenda, depende, sobretudo, de seu preparo e dá uma idéia relativamente precisa da densidade.

Com efeito, é interessante conhecer o volume aparente da cana ou do bagaço, tal como se apresenta à moenda, pois quanto mais baixo for, tanto mais será facilitada a alimentação da moenda. Para medir este volume aparente, empregamos o "coeficiente de compactação", que será definido da seguinte maneira:

Coeficiente de compactação:

$$t = \frac{\text{peso de fibra em kg}}{\text{volume total aparente da matéria em dm}^3} \qquad (10.28)$$

Este coeficiente é de cerca de 0,08 a 0,09 para a cana, como para o bagaço, quando não há dispositivo de alimentação forçada. É independente do estado de umidade. Na Austrália (Mill Mechanics Seminar, p. A4) foi demonstrado que ele continua quase idêntico, independentemente da embebição, com exceção do primeiro impacto da água, que provoca uma leve compactação de 4%. Em seguida varia menos de 2%, quando a embebição % de fibra oscila entre limites tão extremos como 88 a 454, muito acima e abaixo, portanto, dos valores industriais normais.

Poder-se-ia definir este coeficiente como sendo a relação do volume de fibra com o volume total aparente e obter, assim, um coeficiente sem dimensões, o que é desejável. Teria sido, simplesmente, nosso coeficiente t, dividido por 1,52. Porém, a vantagem do coeficiente peso-volume (10.28) está no fato de que o peso de fibra é obtido imediatamente, ao passo que o volume deveria ser dividido por 1,52, e de que, de outro lado, o peso de fibra representa de modo aproximado o volume fibra + água fisiológica, ou, com outras palavras: o volume de fibra-que. Seria, até, representado exatamente se a água fisiológica constituisse 34% da fibra. Como a água fisiológica não pode ser extraída, este volume pode ser considerado o mínimo ideal, ao qual as moendas deveriam poder reduzir a matéria fornecida. Na realidade, este ideal ainda está fora do alcance das moendas atuais.

Exprimindo t em kg/dm³ (ou em t/m³), obtemos o equivalente prático dum coeficiente sem dimensões, representando, em nossa opinião, com a diferença de um coeficiente, os dm³/dm³, isto é, uma relação do volume.

Coeficiente de empuxo

Uma outra noção necessária ao estudo do trabalho das moendas é a da quantidade de fibra, que pode ser passada na abertura de saída duma moenda. Para este fim, relaciona-se o peso da fibra passada na unidade de tempo pela abertura da moenda ao volume produzido por esta abertura em atividade na mesma unidade de tempo. Esta relação apresenta um certo parentesco com o coeficiente de compactação; possuem o mesmo quociente, relacionado no primeiro caso ao volume antes da pressão e no segundo caso ao volume teórico sob pressão. Como foi visto (p. 159), sendo a fibra muito pouco compressível, a quantidade de fibra que se pode fazer passar na moenda depende, principalmente, de 2 fatores: 1.º da quantidade de caldo que passa juntamente, pois, quanto menos houver de caldo, mais haverá lugar para a fibra; 2.º do coeficiente de supervelocidade: quanto mais alto for, mais fibra passará pela mesma abertura.

O coeficiente de empuxo se define por:

$$\text{Coeficiente de empuxo: } \varphi = \frac{\text{peso da fibra que passou pela abertura}}{\text{volume produzido pela abertura}} \quad (10.29)$$

É calculado em kg/m³ ou em g/dm³ (industrial), às vezes em kg/dm³ (cálculos).

Este coeficiente, geralmente aplicado à abertura de saída da moenda, pode muito bem estender-se à abertura de entrada. Na saída pode variar de, por exemplo, 400 a 900 g/dm³. Aumenta com a posição da moenda, sendo mínimo na 1.ª e máximo na última moenda.

Para melhor compreender o que este coeficiente significa, lembremos que o bagaço de 1.ª moenda com 32% de fibra contém: 320 : 0,84 = 380 g de fibra por dm³ de V.V.E.; e que um bagaço de última moenda com 50% de fibra contém: 500 : 0,82 = 610 g de fibra por dm³ de V.V.E. As diferenças entre o coeficiente de empuxo e estes valores são devidas à reabsorção/extrusão.

Calculado, como o coeficiente de compactação, em kg/dm³ ou em t/m³, também este coeficiente φ pode, pelos mesmos motivos, ser suposto representar uma relação de volume com volume: a relação do volume de fibraque com o volume produzido. Neste sentido, assemelha-se a um coeficiente sem dimensões, donde vem seu nome. Representa, então, a relação do volume não extraível com o volume produzido e caracteriza, deste modo, o esforço de compressão exercido pela moenda sobre a matéria. Neste caso é calculado em kg/dm³ e representa, de alguma maneira, os dm³/dm³, sendo, portanto, inferior a 1, com exceção de casos de reabsorção muito forte.

Relação de compressão

O principal fator de que depende a extração numa moenda é a compressão, isto é, a diminuição do volume a que é submetida a matéria da qual se deseja extrair o caldo. Sendo difícil medir simplesmente o coeficiente de supervelocidade, mede-se a diminuição aparente do volume e calcula-se esta medição com a ajuda da relação de compressão, introduzida por Bullock:

$$c = \frac{\text{V.V.E. da matéria entrando na moenda}}{\text{volume à disposição desta matéria}} \qquad (10.30)$$

A relação de compressão duma moenda, ou, mais exatamente, a relação de compressão correspondendo à passagem da matéria entre 2 rolos (pois se considera tanto a compressão à entrada como à saída duma moenda) é o valor máximo tomado para esta relação c durante a passagem, isto é, aquele que corresponde à passagem pelo plano axial. Será denominada por c_A:

$$c_A = \frac{\text{V.V.E. da matéria entrando na moenda}}{\text{volume produzido pela abertura entre os rolos}} \qquad (10.31)$$

A relação de compressão só interessa para uma 1.ª moenda, que recebe a cana, com densidade bem conhecida. Para as outras, e até para a 1.ª, interessa mais utilizar o coeficiente de empuxo, pois, mesmo numa 1.ª moenda, o trabalho e a abertura de saída dependem menos do volume de matéria recebido que da fibra.

Abertura entre os rolos

Há duas aberturas interessantes entre os dois rolos duma moenda, ou, em outras palavras, dois espaços, correspondendo a duas geratrizes particulares de cada um destes dois rolos:

a) Em primeiro lugar, a abertura no plano axial dos dois rolos, que é designada mais rapidamente por "abertura axial". Se esta abertura tem como valor e_A, o valor que interessa e que determina em que medida a moenda é pouco ou muito aberta, é a relação:

$$\varepsilon_A = \frac{e_A}{D} \qquad (10.32)$$

o que se compreende imediatamente, voltando à fig. 10.12 e às considerações da p. 151. Em outras palavras, uma moenda com rolo de 500 mm de diâmetro, com uma abertura $e_A = 10$ mm, é tão aberta quanto uma moenda com rolos de 1 000 mm, com abertura $e_A = 20$ mm. As duas possuem a mesma relação $\varepsilon_A = 0{,}02$.

A relação ε_A é designada sob o nome de "abertura específica da moenda".

b) Em segundo lugar, a abertura no plano neutro vertical (cf. p. 157). É designada por e_N e é principalmente seu valor que também interessa:

$$\varepsilon_N = \frac{e_N}{D} \tag{10.33}$$

Lembrando que o plano neutro é aquele no qual a matéria tem a mesma velocidade média que a superfície dos rolos, observa-se que é o espaço e_N que permite calcular da maneira mais simples o volume de cana ou de bagaço que passou.

Existe uma relação muito simples entre estas 2 aberturas:

$$e_N = r \cdot e_A \qquad \text{ou:} \qquad \varepsilon_N = r \cdot \varepsilon_A \tag{10.34}$$

o que é a própria definição de r (cf. fórm. 10.20).

Posição do plano neutro

É interessante conhecer a posição do plano neutro. É determinada pelo ângulo ν formado pelo raio correspondente do rolo com o plano axial (fig. 10.20). Adotando-se o método de cálculo de Murry (p. 49), considera-se um ponto P do rolo superior e seu homólogo Q sobre o rolo inferior. Seja θ o ângulo $\widehat{YOP}$. A espessura $h = PQ$ da camada de bagaço neste ponto, tem como valor:

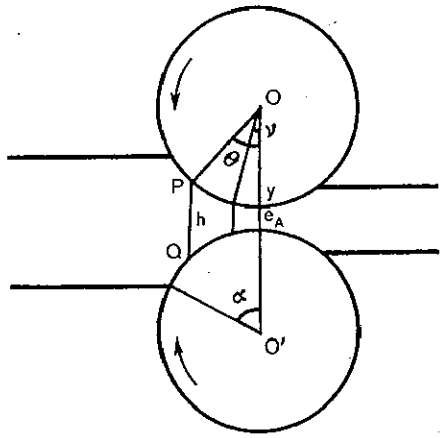


FIG. 10.20. — Posição do plano neutro.

$$h = D(1 - \cos\theta) + e_A \tag{10.35}$$

ou:

$$h = D(1 + \varepsilon_A - \cos\theta) \tag{10.36}$$

Seja v a velocidade periférica dos rolos e u a velocidade média da matéria atravessando a moenda, isto é, da matéria restante após a saída, sem o caldo extraído pelos 2 rolos, que não atravessa nem o plano neutro, nem o plano axial. Seja V_B o volume desta matéria. No ponto P, obtém-se:

$$u = \frac{V_B}{Lh} = \frac{V_B}{LD(1 + \varepsilon_A - \cos\theta)} \tag{10.37}$$

L = largura dos rolos.

Porém:

$$V_B = r \cdot V_E \qquad \text{(cf. fórm. 10.20)}$$

V_E = volume produzido pela abertura axial.

Ou:

$$V_B = r \cdot e_A \cdot vL \tag{10.38}$$

donde:

$$u = \frac{re_A vL}{LD(1 + \varepsilon_A - \cos\theta)} = \frac{r \cdot \varepsilon_A \cdot v}{1 + \varepsilon_A - \cos\theta} \tag{10.39}$$

A componente horizontal da velocidade dos rolos tem como valor: $v \cdot \cos\theta$. A posição do plano neutro será dada pelo valor de θ, que é chamado de ν, para o qual:

$$v \cdot \cos\nu = u = \frac{r \cdot \varepsilon_A \cdot v}{1 + \varepsilon_A - \cos\nu}$$

ou:

$$\cos\nu = \frac{r \cdot \varepsilon_A}{1 + \varepsilon_A - \cos\nu}$$

donde:

$$\cos^2\nu - (1 + \varepsilon_A)\cos\nu + r \cdot \varepsilon_A = 0$$

e

$$\cos\nu = \frac{1 + \varepsilon_A}{2} + \sqrt{\left(\frac{1 + \varepsilon_A}{2}\right)^2 - r \cdot \varepsilon_A} \tag{10.40}$$

Dando a ε_A e a r certos valores dentre os mais usados, obtém-se o quadro 10.1:

QUADRO 10.1

Valores de cos ν e de ν

r \ ε_A	0	0,01	0,02	0,05
1	$\cos\nu = 1$ $\nu = 0$	$\cos\nu = 1$ $\nu = 0$	$\cos\nu = 1$ $\nu = 0$	$\cos\nu = 1$ $\nu = 0$
1,2	$\cos\nu = 1$ $\nu = 0$	$\cos\nu = 0{,}998$ $\nu = 3°39'$	$\cos\nu = 0{,}996$ $\nu = 5°11'$	$\cos\nu = 0{,}989$ $\nu = 8°21'$
1,5	$\cos\nu = 1$ $\nu = 0$	$\cos\nu = 0{,}995$ $\nu = 5°47'$	$\cos\nu = 0{,}990$ $\nu = 8°14'$	$\cos\nu = 0{,}973$ $\nu = 13°22'$

Compressão (Hugot)

Em nossa primeira edição, calculamos o esforço de compressão exercido pela moenda, adotando (p. 137) a definição:

$$\text{"Compressão"} = C = \frac{e_A}{H} \tag{10.41}$$

C = compressão máxima suportada teoricamente pelo bagaço, quando de sua passagem pelo plano axial da moenda;

e_A = abertura entre os rolos, em seu plano axial;

H = espessura da camada de matéria, antes de sua entrada na moenda.

É conhecido que a compressão real é de apenas:

$$C = \frac{r \cdot e_A}{H} = \frac{e_N}{H} \tag{10.42}$$

A curva de compressão teórica foi estabelecida (p. 173) segundo as experiências de compressão estática do bagaço de Noël Deerr, baseadas num coeficiente de compactação $t = 0{,}07$.

Esta "compressão" era, portanto, com a diferença de um coeficiente numérico, o inverso da "relação de compressão" de Bullock. O coeficiente numérico foi estabelecido a partir do material solto, no estado inicial da experiência de N. Deerr, correspondendo a uma pressão de 77 g/cm² e a uma compactação de t = 0,07, enquanto que a relação de compressão se baseia no V.V.E. da matéria (t = 0,12 a 0,16, aproximadamente, para a cana, 0,40 a 0,60, aproximadamente, para o bagaço) (cf. p. 169).

Relações entre os diversos coeficientes

1. **Coeficiente de empuxo** φ. — Temos (cf. fórms. 10.26 e 10.29)

$$q = \frac{Af}{S} \qquad \varphi = \frac{Af}{S \cdot e_A}$$

donde:

$$\varphi = \frac{q}{e_A} = \frac{\frac{q}{D}}{\frac{e_A}{D}} = \frac{\tau}{\varepsilon_A} \tag{10.43}$$

φ = coeficiente de empuxo, em kg/dm³;

q = carga-fibra, em kg/dm²;

τ = carga-fibra específica, em kg/dm³;

e_A = abertura entre os rolos, em dm;

ε_A = abertura específica = $\frac{e_A}{D}$;

D = diâmetro dos rolos, em dm.

Seguindo agora a cana ao longo das moendas. Seja B o peso do bagaço à saída duma moenda e f' a fibra deste bagaço. Estabelecendo que o peso de fibra continua constante, tem-se:

$$B \cdot f' = A \cdot f \qquad B = A \cdot \frac{f}{f'} \tag{10.44}$$

B = peso de bagaço saindo duma das moendas, em kg/hora;
f' = fibra deste bagaço, em relação à unidade;
A = trabalho das moendas, em kg de cana por hora;
f = fibra da cana em relação à unidade.

Temos, porém (fórm. 10.26): $q = \frac{Af}{S}$

Donde:

$$Bf' = q \cdot S \qquad B = \frac{q \cdot S}{f'} \tag{10.45}$$

De outro lado, na abertura de saída (ou de entrada) da moenda:

$$B = r \cdot V_E \cdot d_B = r \cdot e_A \cdot S \cdot d_B \tag{10.46}$$

r = coeficiente de supervelocidade;
V_E = volume produzido em 1 hora pela abertura, em dm³/hora;
d_B = densidade do bagaço comprimido, em kg/dm³;
S = superfície descrita em 1 hora por uma geratriz do rolo superior, em dm²/hora;
e_A = abertura entre os rolos, em dm.

Donde, por (10.46) e (10.45):

$$e_A = \frac{B}{r \cdot S \cdot d_B} = \frac{qS}{rf'Sd_B} = \frac{q}{rf'd_B} \tag{10.47}$$

Donde, por (10.43):

$$\varphi = r \cdot f' \cdot d_B \tag{10.48}$$

A fórmula (10.47) será útil nos problemas de regulagem das moendas (cf. p. 236). Permite, igualmente, determinar a abertura e_A pelo cálculo, quando se conhece o coeficiente de supervelocidade r, os outros 3 elementos q, f' e d_B sendo fornecidos pelo controle químico, ou fáceis de ser calculados.

É necessário observar por (10.43) e (10.47) que, para um mesmo trabalho da moenda, a abertura axial e_A é inversamente proporcional ao coeficiente de empuxo φ:

$$e_A = \frac{q}{\varphi} \tag{10.49}$$

2. **Compressão (EH).** — Da mesma maneira, obtém-se (cf. fórms. 10.28 e 10.41):

$$t = \frac{Af}{V_A} \qquad C_{EH} = \frac{e_A}{H} = \frac{e_A \cdot S}{H \cdot S} = \frac{V_E}{V_{A(t=0,07)}}$$

t = coeficiente de compactação, em kg/dm³;

V_A = volume total aparente da matéria entrando na moenda.

Donde:

$$\frac{t}{C_{EH}} = \frac{Af}{V_E} = \frac{Af}{S \cdot e_A} = \frac{q}{e_A} = \varphi$$

Porém, não se pode esquecer que C_{EH} supunha: $t = 0{,}07$. Obtém-se, portanto:

$$C_{EH} = \frac{0{,}07}{\varphi} = 0{,}07\,\frac{e_A}{q} = 0{,}07\,\frac{\varepsilon_A}{\tau} \qquad (10.49)$$

C_{EH} = "compressão", partindo duma matéria com coeficiente de compactação: $t = 0{,}07$ kg/dm³;

φ = coeficiente de empuxo, em kg/dm³;

e_A = abertura entre os rolos, em dm;

ε_A = abertura específica = $\dfrac{e_A}{D}$;

q = carga-fibra, em kg/dm²;

τ = carga-fibra específica, em kg/dm³ = $\dfrac{q}{D}$;

D = diâmetro dos rolos, em dm.

3. **Relação de compressão C_A (Bullock).** — A relação de compressão Bullock só se aplica à cana da 1.ª moenda. Têm-se:

$$C_A = \frac{\text{V.V.E. da matéria entrando na moenda}}{V_E} = \frac{\dfrac{A}{d_c}}{S \,.\, e_A} = \frac{\dfrac{A}{d_c}}{\dfrac{Af}{q} \,.\, e_A}$$

ou:

$$C_A = \frac{q}{d_c \cdot f \cdot e_A} \approx \frac{0{,}9q}{f \cdot e_A} \qquad (10.50)$$

ou:

$$C_A = \frac{\varphi}{f \cdot d_c} = \frac{0{,}9\varphi}{f} \qquad (10.51)$$

C_A = relação de compressão Bullock;

q = carga-fibra, em kg/dm²;

d_c = densidade da cana, vazios excluídos $\approx$ 1,12 kg/dm³;

f = fibra da cana em relação à unidade;

e_A = abertura entre rolos, em dm;

φ = coeficiente de empuxo, em kg/dm³.

4. **Coeficientes de compactação e de empuxo.** — Tem-se:

$$t = \frac{\text{peso de fibra}}{\text{volume total aparente da matéria}} \qquad \varphi = \frac{\text{peso de fibra}}{\text{volume produzido}}$$

donde:

$$\frac{\varphi}{t} = \frac{\text{volume total aparente da matéria chegando à moenda}}{\text{volume produzido pela moenda}} = \frac{V_A}{V_E} \qquad (10.52)$$

Compressão estática

Considera-se uma certa quantidade de cana preparada ou de bagaço solto (isto é, não comprimido) no estado em que se encontra à entrada de uma das moendas (fig. 10.21 *a*). A densidade aparente, isto é, o peso por decímetro cúbico desta matéria não tem um valor bem determinado, porque depende da quantidade de água contida na matéria ou absorvida por ela. Juntando água, vertendo-a, por exemplo, com um regador sobre o bagaço, o volume não mudaria e o peso seria acrescentado de toda a quantidade vertida. Com efeito, o bagaço apresenta, como a esponja, um grande poder de absorção de água: cerca de 5 a 10 vezes seu peso de matéria seca.

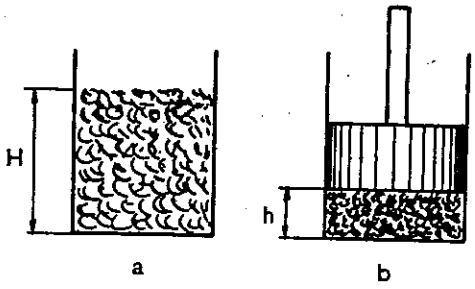


FIG. 10.21. — Compressão do bagaço.

Há, porém, um elemento que não varia muito no bagaço solto, tal como se apresenta à entrada das moendas. É o peso de fibra por unidade de volume. Este peso é de cerca de 60 a 70 g de fibra por decímetro cúbico.

Se, sobre este bagaço solto, se exerce uma pressão cada vez mais forte (fig. 10.21 *b*), seu volume diminui, no início com rapidez e depois com dificuldade. Denominamos "compressão" a relação

$$c = \frac{h}{H} \qquad (10.53)$$

do volume do bagaço comprimido com o volume do bagaço solto.

O volume do bagaço comprimido é um valor um pouco mais preciso que o do bagaço solto. Os seguintes raciocínios serão baseados sobre este volume de bagaço solto, bastante mal determinado, como ponto de partida antes de toda a pressão: deste modo serão mais facilmente compreendidos e menos abs-

tratos. Porém, na prática, a base será sempre o peso de fibra por decímetro cúbico, o único valor seguro, quando for necessário transpor em números nossos raciocínios e cálculos teóricos.

Aliás, a equivalência é simples. Designa-se por:

S = superfície de bagaço considerada,

t = peso de fibra por unidade de volume de bagaço solto,

t' = „ „ „ „ „ „ „ „ „ comprimido,

e, estabelecendo que o peso de fibra é o mesmo antes e depois da pressão:

$$S \cdot H \cdot t = S \cdot h \cdot t'$$

donde:

$$\frac{h}{H} = \frac{t}{t'}$$

Obtém-se, portanto:

$$c = \frac{h}{H} = \frac{t}{t'} \qquad (10.54)$$

QUADRO 10.2

Experiência de Noël Deerr. Relação entre a espessura duma camada de bagaço e a pressão exercida

Pressão em kg/cm²	*Compressão*
0,077	100
0,429	68,2
0,780	57,7
1,132	50,7
1,483	44,8
1,835	40,8
2,186	39,3
2,538	36,2
2,889	33,6
3,241	31,8
3,592	30,3
3,944	29
5,835	24,1
11,389	18,5
23,269	14,7
33,744	11,6
45	11,4
49,4	11
83,9	10,2
112	9,2
168	8,56
224	8,12
279,2	7,9
335,9	7,68
391,9	7,46
447,7	7,25
503,8	7,02
559,5	6,91
615,6	6,80
727,4	6,70
839,4	6,58

Com outras palavras: a compressão do bagaço, ou relação entre a espessura de bagaço comprimido e a espessura de bagaço solto pode, igualmente, ser medida pela relação entre os pesos de fibra por unidade de volume do bagaço solto e do bagaço comprimido.

Relação entre a pressão e a compressão

Evidentemente, existe uma relação entre a compressão do bagaço e a pressão exercida para obtê-la. Noël Deerr fez um estudo, antigo já, mas até agora clássico, desta relação. Não efetuou a exploração matemática completa, que é, entretanto, proveitosa. Bullock (p. 90) repetiu estas experiências de maneira mais detalhada, verificando suas conclusões. Estas experiências possuem o inconveniente de terem sido elaboradas estaticamente, por meio dum pistão apoiando-se sobre o bagaço, colocado no fundo dum cilindro: assim o caldo não escapa da mesma maneira e nem na mesma direção, de quando o bagaço é submetido à pressão entre os 2 rolos em rotação. Portanto, é necessário comparar os resultados de Deerr com aqueles obtidos na prática industrial, mas fornecem um ponto de partida útil ao estudo da pressão nas moendas.

Demos um quadro resumindo a experiência de Noël Deerr (quadro 10.2). Estes resultados foram transpostos para o gráfico (fig. 10.22), onde são representados pelos pontos pretos isolados.

QUADRO 10.3

Valor do expoente da fórmula 10.55 *e valor da compressão do bagaço em função da pressão*

Pressão em kg/cm²	*Expoente*	*Compressão*
1	2,51	0,5432
2	2,515	0,4116
4	2,54	0,3087
6	2,58	0,2591
8	2,64	0,2275
10	2,70	0,2059
12	2,78	0,1888
15	2,92	0,1697
20	3,18	0,1483
25	3,46	0,1347
30	3,73	0,1255
35	3,99	0,1190
40	4,22	0,1142
45	4,425	0,1105
50	4,605	0,1076
60	4,90	0,1032
70	5,115	0,1000
80	5,28	0,0975
90	5,405	0,09545
100	5,503	0,09373
120	5,638	0,0909
150	5,76	0,0876
200	5,86	0,0836
250	5,91	0,0806
300	5,937	0,0783
400	5,964	0,0747
500	5,977	0,072
600	5,984	0,070
700	5,988	0,0681
800	5,991	0,0666
900	5,993	0,0653
1 000	5,994	0,06417

Constata-se que, no começo, uma leve pressão é suficiente para diminuir muito a altura do bagaço. Depois, chegando a 20 kgf/cm², a resistência aumenta abruptamente e são necessárias pressões cada vez mais fortes para obter uma compressão suplementar dada. A partir de 50 kgf/cm², a camada de bagaço se torna cada vez menos passível de compressão, e uma pressão 10 vezes mais forte, ou seja de 500 kg/cm², reduz a espessura da camada somente numa proporção de 11 a 7.

Colocada em fórmula, a relação entre a pressão exercida sobre o bagaço e a compressão dela resultante escreve-se:

$$p = \frac{70}{(10c)^{6-\frac{5\,800}{p^2+1\,660}}} \qquad (10.55)$$

p = pressão exercida sobre o bagaço, em kgf/cm²,

c = compressão do bagaço, definida pela fórmula (10.53).

Como o expoente figurando no denominador é bastante complexo, damos um quadro (quadro 10.3) que demonstra os valores deste expoente e de c para vários valores de p. Observe-se a excelente concordância entre os valores fornecidos pela fórmula (10.55) e os resultados de Noël Deerr. As pequenas divergências são devidas a erros de experiência, conforme se constata facilmente no gráfico da figura 10.22 pela irregularidade da linha quebrada, que deveria reunir os pontos experimentais situados dos dois lados da curva.

A fórmula (10.55) é interessante, mas muito difícil de ser usada.

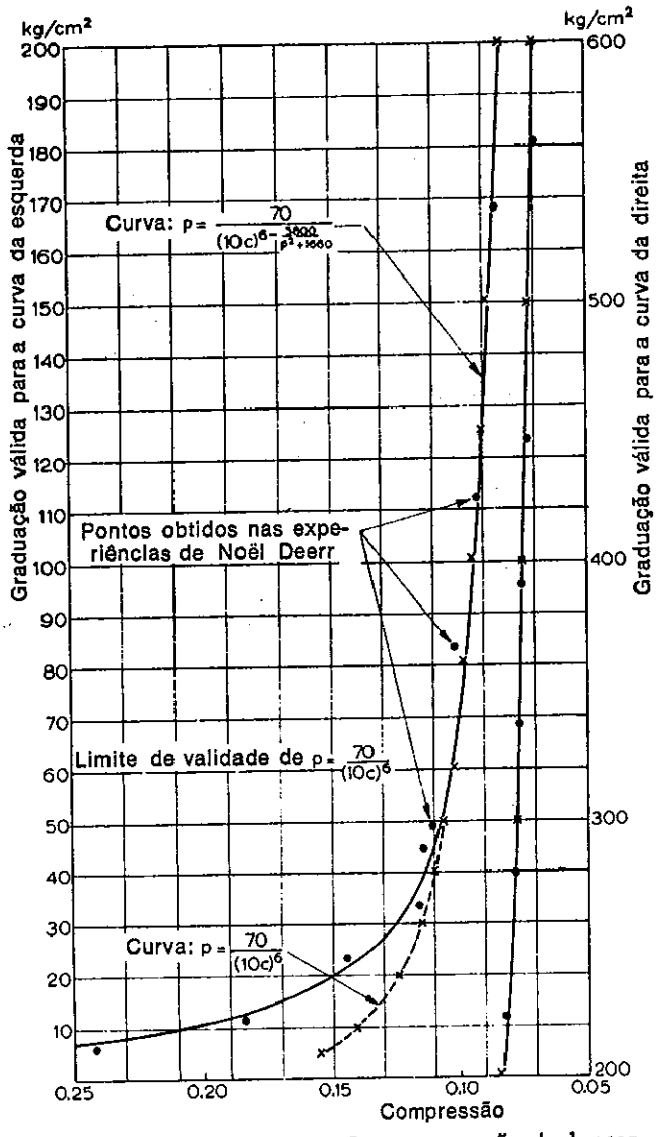


FIG. 10.22. — Relação entre pressão e compressão do bagaço.

Felizmente, para todos os valores de $p \geqslant 50$ kgf/cm², pode ser substituída com grande precisão pela fórmula simplificada:

$$p = \frac{70}{(10c)^6} \tag{10.56}$$

Pode-se constatar na figura 10.22 que as curvas que representam as fórmulas (10.55) e (10.56) coincidem praticamente a partir de: $p = 50$ kgf/cm².

Porém, a experiência de Noël Deerr foi feita em laboratorio, de maneira estática. G. H. Jenkins demonstrou (ISSCT, IX C., p. 159) que a pressão a exercer sobre uma moenda, para atingir uma compressão C dada, era sensivelmente superior à pressão estática, registrada por Noël Deerr para a mesma compressão. Ele explica esta diferença pelo esforço suplementar necessário para expulsar o caldo da camada de bagaço, no pequeno intervalo de tempo que separa o momento em que o bagaço entra na zona onde o caldo começa a ser espremido e o momento em que passa pelo plano axial dos rolos.

Como é somente a pressão nas moendas que nos interessa, a experiência de Jenkins servirá para transpor para a prática industrial os resultados de Noël Deerr. A relação da pressão dinâmica numa moenda e da pressão estática correspondente à mesma compressão, varia conforme a preparação do bagaço prensado e a velocidade de expulsão do caldo. Colocando-se nas condições médias e baseando-se nos pontos mais representativos da experiência de Jenkins, tomar-se-á para as moendas:

$$p = \frac{88}{(10c)^6} \tag{10.57}$$

Curva da pressão na moenda

Conhece-se, agora, a lei relacionando pressão e compressão. É conveniente estudar o comportamento deste fenômeno dentro duma moenda.

Sem nos ocuparmos, por enquanto, com a supervelocidade, estudaremos o caso da pressão entre 2 rolos, supondo o coeficiente de supervelocidade $r = 1$, o que corresponde ao caso em que o plano neutro coincide com o plano axial.

Considerando, nestas condições, 2 rolos com um tamanho qualquer, que podem ser os rolos dum esmagador, os 2 rolos de entrada ou os 2 rolos de saída duma moenda. Seja:

D = diâmetro médio dos rolos;

R = raio médio dos rolos = $\frac{D}{2}$;

H = espessura da camada de bagaço solto, ao entrar na moenda;

e_A = distância entre as superfícies médias de 2 rolos, tomada em seu plano axial comum;

L = distância do ponto A, em que a camada de bagaço atinge o rolo no plano axial dos 2 rolos (fig. 10.23).

Considerando a seção PP' de bagaço, em contato com cada um dos rolos em P e em P', sobre um elemento com superfície ds. Supõe-se que neste momen-

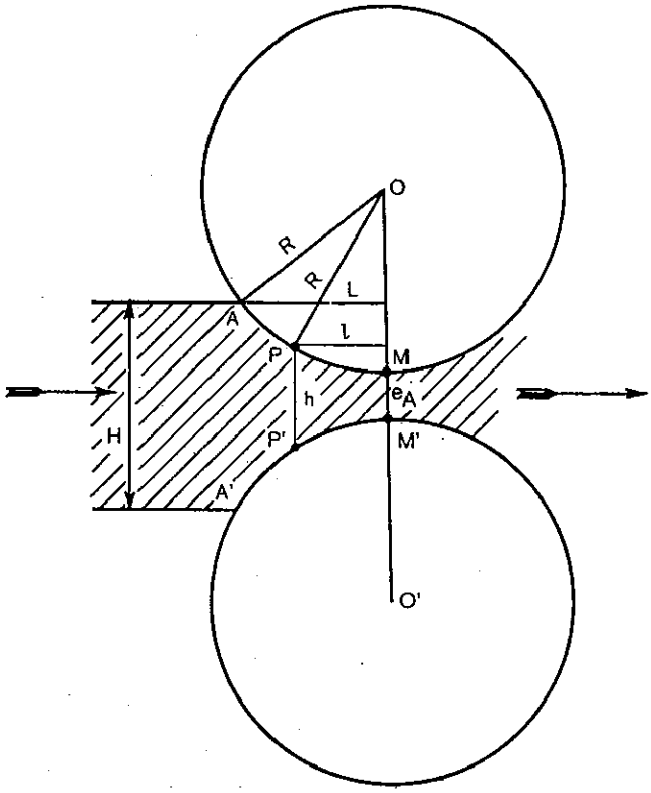


FIG. 10.23. — A pressão na moenda.

to não haja extrusão e que a coluna PP' de bagaço entre na moenda conservando seu sentido vertical à medida que é comprimida. Ao chegar em AA' da seção considerada, o volume sobre a largura de bagaço era: $H \cdot L \cdot ds \cdot \cos \widehat{AOM}$; seu volume em PP' tornou-se: $h \cdot L \cdot ds \cdot \cos \widehat{POM}$. Portanto, a compressão neste ponto é de (fig. 10.23):

$$c = \frac{h \cdot L \cdot ds \cdot \cos \beta}{H \cdot L \cdot ds \cdot \cos \alpha} = \frac{h \cdot \cos \beta}{H \cdot \cos \alpha}$$

Designa-se por h a altura PP' e por α e β os ângulos $\widehat{AOM}$ e $\widehat{POM}$.

Então, o mínimo de compressão apresenta o valor:

$$C = \frac{e_A}{H \cdot \cos \alpha} \qquad (10.58)$$

Deseja-se conhecer:

1.º O comportamento da variação da pressão a partir do ponto A, em que é nula, até o ponto M, em que é máxima, pois se admitiu a hipótese de que não havia extrusão;

2.º O valor alcançado em M e correspondendo a este máximo;

3.º A resultante de todas as pressões sobre todas as seções PP', resultante esta que deve, evidentemente, ser igual e oposta à pressão F exercida sobre o rolo superior O.

No caso duma moenda, a pressão F é, evidentemente, a C.H.R. (cf. p. 155) do lado considerado da entrada ou da saída.

Na realidade, a pressão exercida sobre o bagaço é igual à pressão F, acrescentada de uma certa componente do peso do rolo; entretanto, esta componente não será considerada: *a*) para não complicar este exposto; *b*) porque esta componente é pequena em relação à pressão hidráulica; *c*) porque é aproximadamente compensada pela reaçao das engrenagens, a qual será examinada mais adiante (cf. p. 194) e que não será considerada agora pelos mesmos motivos.

Valor da pressão em cada ponto. — Na figura 10.23 observa-se que:

$$h = e_A + 2R - 2\sqrt{R^2 - l^2}$$

Tem-se:

$$c = \frac{h \,.\, \cos\beta}{H \,.\, \cos\alpha} = \frac{e_A + 2R - 2\sqrt{R^2 - l^2}}{H \,.\, \cos\alpha} \times \frac{\sqrt{R^2 - l^2}}{R} \qquad (10.59)$$

$$c = \frac{1}{H \,.\, \cos\alpha}\left[(e_A + 2R)\sqrt{1 - \frac{l^2}{R^2}} - \frac{2\,(R^2 - l^2)}{R}\right] \qquad (10.60)$$

Para todos os valores de l que continuam pequenos em relação a R, pode-se substituir o radical pelo seu desenvolvimento restrito aos seus dois primeiros termos:

$$(1 - x)^m = 1 - \frac{m}{1} \cdot x + \frac{m(m-1)}{1 \cdot 2} \cdot x^2 - \ldots$$

Então, obtém-se:

$$c = \frac{1}{H \,.\, \cos\alpha}\left[(e_A + 2R)\left(1 - \frac{l^2}{2R^2}\right) - 2R + \frac{2l^2}{R}\right] = \frac{1}{H \,.\, \cos\alpha} \times$$

$$\times \left[e_A\left(1 - \frac{l^2}{2R^2}\right) + \frac{l^2}{R}\right]$$

$$c = C\left(1 - \frac{l^2}{2R^2}\right) + \frac{l^2}{RH \,.\, \cos\alpha} = C\left(1 - \frac{l^2}{2R^2} + \frac{l^2}{Re_A}\right) =$$

$$= C\left(1 + \frac{l^2}{\frac{D^2 e_A}{2(D - e_A)}}\right) \qquad (10.61)$$

Esta fórmula é calculada mais facilmente que a fórmula (10.60) e fornece valores praticamente idênticos na região próxima a MM', que é, aliás, a única que nos interessa.

Esta aproximação continua excelente para os valores de $l < \frac{R}{2}$. Pode ainda ser mais facilmente admitida, porque o erro por ela originado perde toda sua importância nas regiões afastadas do plano axial OO', em que é mais afastada do valor exato, sendo as pressões correspondentes ínfimas em comparação com aquelas que se desenvolvem na vizinhança do plano axial.

Pelo mesmo motivo, empregar-se-á a fórmula simplificada (10.57). Portanto, tem-se a pressão p correspondendo à seção PP':

$$p = \frac{88}{(10\,c)^6} = \frac{88}{10^6 C^6 \left(1 + \dfrac{l^2}{\dfrac{D^2 e_A}{2(D - e_A)}}\right)^6} \qquad (10.62)$$

Na figura 10.24 é dada a curva da pressão entre 2 rolos trabalhando nas seguintes condições:

D =	diâmetro dos rolos	1 065 mm
H =	espessura da camada de bagaço na entrada dos rolos	344 „
e_A =	distância dos rolos em atividade, para reabsorção nula	28 „
q =	carga-fibra	16,8 kg/m².

A curva de pressão é aquela marcada $r = 1$, na figura 10.24. Estas condições correspondem a uma P.H.R.E. (cf. p. 155) de 13,6 t/dm², a qual, apesar de fraca, é necessária para considerar uma extrusão nula.

A correção baseada nos ensaios de Jenkins, que consiste em multiplicar as pressões na relação 88/70 e que leva a pressão estática à pressão dinâmica total em uma moenda, provém, principalmente, do efeito da presença do cos α no denominador da fração (10.58); este co-seno apresenta o expoente 6. A hipótese antes formulada (p. 175) quanto à conservação da verticalidade da coluna PP' de bagaço ao penetrar na moenda é, evidentemente, apenas teórica, pois na realidade o ângulo de pega, que importa na prática, é bem menor que o ângulo α. É possível fazer-se uma idéia aproximada de seu valor prático calculando:

$$\cos^6\alpha = \frac{70}{88} = 0{,}79545 \qquad \cos\alpha = 0{,}96258 \qquad \alpha = 15 \text{ a } 16^\circ$$

Este ângulo α corresponde ao momento em que não há mais ar na camada (densidade do bagaço, vazios excluídos).

Como a escala dos comprimentos l é adotada em tamanho natural, levemente reduzida por causa das necessidades de paginação, as ordenadas correspondendo às abscissas —10, —5, —3, —2, —1 cm do plano axial, realmente

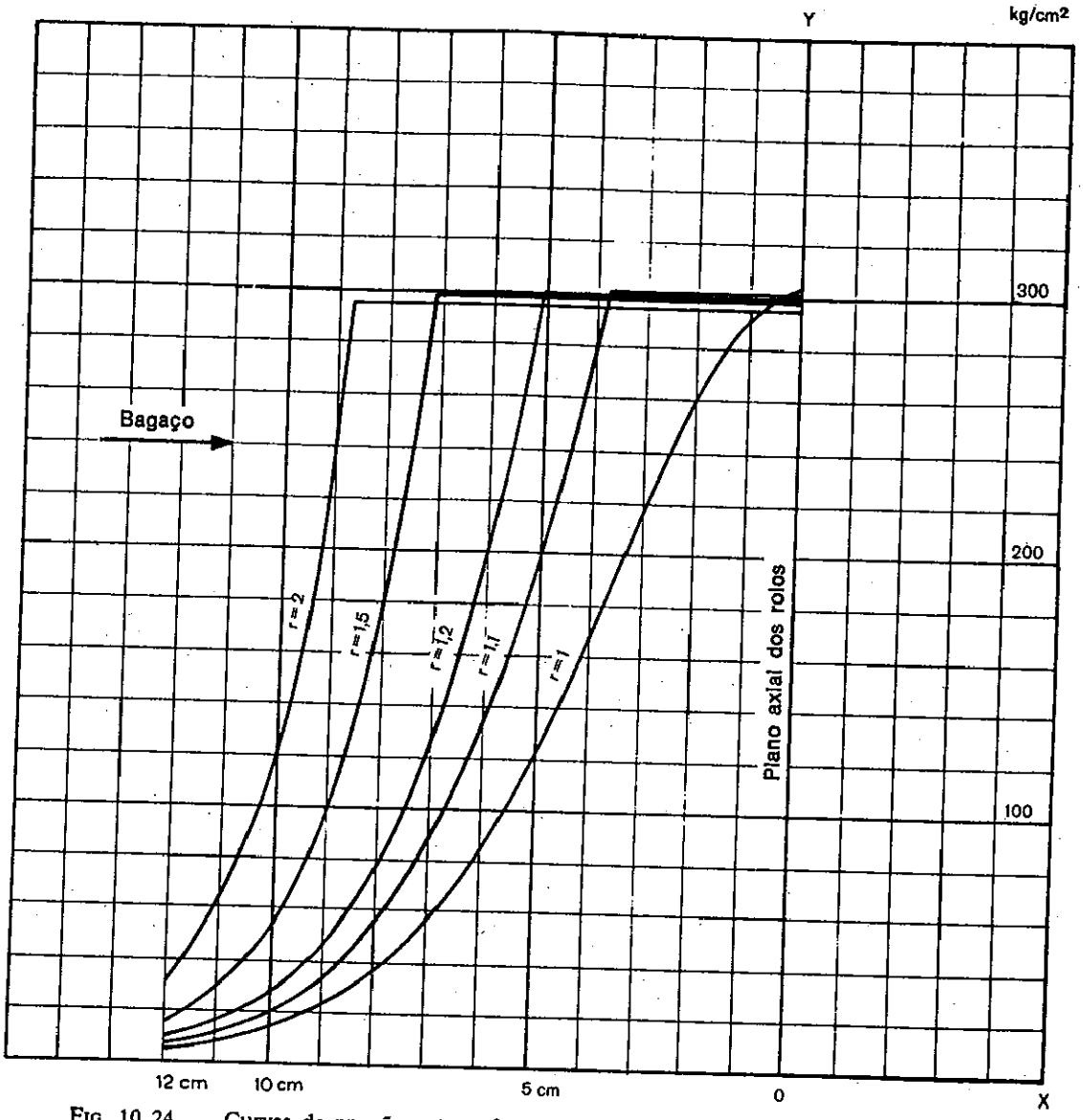


FIG. 10.24. — Curvas de pressão entre rolos em função do coeficiente de supervelocidade.

representam a pressão desenvolvida a 10, 5, 3, 2 e 1 cm antes deste plano. Observar-se-á que quase toda a pressão se exerce nos 10 cm que precedem a chegada ao plano axial.

A área compreendida entre a camada e o eixo dos x representa a carga total (C.H.R.) exercida pelo rolo superior.

LADO DA SAÍDA. — É difícil calcular e mesmo avaliar a pressão sobre o lado da saída, do outro lado do plano axial. As curvas de registro da pressão obtidas por Murry (MEC, pp. 71-82) dariam 10 a 40% da pressão do lado da entrada.

Admitindo um valor médio de 25%, é preciso multiplicar o resultado do lado da entrada (isto é, antes do plano axial) por 1,25, para obter a pressão total. É provável que este fator diminua à medida que a reabsorção aumenta: por exemplo, pode passar de 1,30 a 1,20, quando o coeficiente de supervelocidade passa de 1 a 1,5. À falta de dados precisos sobre este ponto, admite-se, entretanto, o valor 1,25 como sendo independente deste coeficiente.

Cálculo da reação resultante quando não há reabsorção

A C.H.R. determina a compressão do bagaço, de modo que a soma das pressões em cada seção PP' corresponda à C.H.R.

Como o kg/cm² foi adotado como unidade de pressão, considera-se uma seção com espessura de 1 cm, tomada sobre o comprimento do rolo (como uma fatia de salsichão), e volta-se à figura 10.23. Transportando em ordenada, como acabamos de fazer no parágrafo precedente, a pressão em cada ponto P, a soma de todas as pressões representa a reação total exercida pelo bagaço sobre o rolo, reação igual e oposta à pressão exercida pelo rolo sobre o bagaço.

Como este fenômeno é irreversível no lado da saída, limitar-nos-emos, provisoriamente, ao lado esquerdo da figura, da entrada do bagaço à sua passagem pelo plano axial.

A reação total, ou a pressão total F, relativa à seção considerada de 1 cm, tem como valor:

$$F_1 = \int_0^L p \cdot dl \qquad (10.63)$$

p = pressão no ponto P sobre o elemento com superfície dl (com comprimento dl e 1 cm de profundidade).

Tem-se:

$$\int_0^L p \cdot dl = \frac{88}{10^6 C^6} \cdot \int_0^L \frac{dl}{1 + \dfrac{l^2}{\dfrac{D^2 e_A}{2(D - e_A)}}} \qquad (10.64)$$

Valor de L. — Procura-se a abscissa do ponto correspondendo à entrada do bagaço. A fórmula 10.59 fornece, para $c = 1$:

$$l = C + \frac{2R}{H} - \frac{2\sqrt{R^2 - L^2}}{H}$$

donde:

$$L = \sqrt{\frac{H(1-C)}{2}\left[D - \frac{H(1-C)}{2}\right]} \qquad (10.65)$$

Cálculo da integral. — Este cálculo é um pouco longo e desde já nos desculpamos, pedindo a quem não tiver interesse nele, que se dirija diretamente ao resultado (fórm. 10.78).

Estabelece-se:

$$E = \frac{D^2 e_A}{2(D - e_A)} \qquad Z = \frac{l}{\sqrt{E}} \tag{10.66}$$

Tem-se:

$$dz = \frac{dl}{\sqrt{E}}$$

e:

$$F_1 = \frac{88}{10^6 . C^6} \int_0^L \frac{dl}{\left(1 + \frac{l^2}{E}\right)^6} = \frac{88\sqrt{E}}{10^6 . C^6} \int_0^L \frac{dz}{(z^2 + 1)^6} \tag{10.67}$$

Estabelece-se:

$$y = \int_0^L \frac{dz}{(z^2 + 1)^6} \tag{10.68}$$

Esta integral se obtém por recorrência. Pouparemos os detalhes do cálculo, que leva ao seguinte resultado:

$$y = \frac{9 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 3}{10 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 2} \left[\operatorname{arc\,tg} z + \frac{z}{1 + z^2} + \frac{2}{3} \cdot \frac{z}{(1 + z^2)^2} + \frac{2 \cdot 4}{3 \cdot 5} \cdot \frac{z}{(1 + z^2)^3} + \right.$$
$$\left. + \frac{2 \cdot 4 \cdot 6}{3 \cdot 5 \cdot 7} \cdot \frac{z}{(1 + z^2)^4} + \frac{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8}{3 \cdot 5 \cdot 7 \cdot 9} \cdot \frac{z}{(1 + z^2)^5} \right]_0^L \tag{10.69}$$

Para $l = 0$, $z = 0$, a expressão entre parêntesis é nula. Portanto, a integral possui o mesmo valor que o 2.º membro da equação (10.69), substituindo nele z por:

$$z = \frac{L}{\sqrt{\frac{D^2 e_A}{2(D - e_A)}}} \tag{10.70}$$

Porém:

$$z = \frac{L}{\sqrt{\frac{D^2 e_A}{2(D - e_A)}}} = \sqrt{\frac{\frac{H(1 - C)}{2} \left[D - \frac{H(1 - C)}{2} \right]}{\frac{D^2 e_A}{2(D - e_A)}}} \tag{10.71}$$

$$z^2 = \frac{H(1-C)\ \ [2D - H(1-C)]\ \ (D - CH\ .\ \cos\alpha)}{2\ D^2CH\ .\ \cos\alpha} =$$

$$= \frac{1-C}{C} \cdot \frac{2D - H(1-C)}{2D} \cdot \frac{D - CH\ .\ \cos\alpha}{D\ .\ \cos\alpha}$$

$$z^2 = \frac{1-C}{C}\left(1 - \frac{1-C}{2}\ .\ \frac{H}{D}\right)\left(\frac{1}{\cos\alpha} - C\ .\ \frac{H}{D}\right) \qquad (10.72)$$

Na equação (10.69), os parêntesis compreendem 6 termos. Quando z aumenta, o primeiro termo, arc tg z, tende a $\frac{\pi}{2} = 1{,}57$ e os 5 últimos termos tendem rapidamente a 0. O limite da expressão entre parêntesis é, portanto, 1,57 quando z aumenta e é alcançado com brevidade: para $z = 1$, esta expressão já tem o valor 1,55995. Portanto, podem-se substituir os termos entre parêntesis pelo seu limite 1,57 para todos os valores de $z \geqslant 1$.

Ora, $z > 1$. Com efeito, esta condição se escreve:

$$z > 1 \qquad \text{ou} \qquad z^2 > 1 \qquad (10.73)$$

Para ter certeza de que esta condição foi preenchida, observa-se que o termo H no segundo membro da equação (10.72) é fator de termos subtrativos. Dando-lhe seu valor máximo, portanto, a condição se torna a mais desfavorável para a dimensão de z^2. Assim, também, o cos α está no denominador dum termo positivo dum fator e isto igualmente ocorre, dando-lhe o valor de 1. Quanto a H, seu valor máximo é D; geralmente e com maior assiduidade é $< \frac{D}{2}$. Portanto, substituindo em (10.72) cos α e $\frac{H}{D}$ por 1, obtém-se:

$$z^2 > \frac{1-C}{C}\ \ \left(1 - \frac{1-C}{2}\right)\ (1-C) = \frac{(1-C)^2\ (1+C)}{2C} =$$

$$= \frac{(1-C^2)(1-C}{2C} \qquad (10.74)$$

C é de cerca de:

0,06 a 0,08 na saída das moendas,

0,10 a 0,20 na entrada.

Tomando o valor máximo 0,20, obtém-se:

$$z^2 > \frac{(1 - 0{,}2^2)\ (1 - 0{,}2)}{2 \times 0{,}2} = \frac{0{,}96 \times 0{,}80}{0{,}40} = 1{,}92 \qquad z > 1{,}38 \qquad (10.75)$$

A condição (10.73) é, portanto, plenamente preenchida e é possível dar à expressão entre parêntesis seu valor limite $\frac{\pi}{2}$. Portanto, obtém-se:

$$y = \frac{9 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 3}{10 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 2} \cdot \frac{\pi}{2} = 0{,}3864$$

Transportando para (10.67) e aumentando de 25% para levar em conta o lado da saída, obtém-se:

$$F_1 = 1{,}25 \times 0{,}3864 \times \frac{88\sqrt{E}}{10^6 . C^6} = 42{,}5 \frac{\sqrt{\frac{D^2\, e_A}{2(D - e_A)}}}{10^6 . C^6} \qquad (10.76)$$

Esta expressão F_1 é relativa a uma seção do rolo de 1 cm. Para toda a largura do rolo a C.H.R. seria:

$$F = LF_1 = \frac{42{,}5\, LD\sqrt{\frac{e_A}{2(D - e_A)}}}{10^6 . C^6} = 30\ LD\ . \frac{\sqrt{\frac{e_A}{D - e_A}}}{10^6 . C^6} \qquad (10.77)$$

Como e_A é pequena em relação a D e como esta aproximação é insignificante em relação àquela aceita para levar em conta o lado da saída, é possível estabelecer:

$$\boxed{F = \frac{30 LD\sqrt{\varepsilon_A}}{10^6 \cdot C^6}} \qquad (10.78)$$

F = carga total exercida pelo rolo sobre o bagaço (C.H.R.) calculada em kg;

L = largura dos rolos, em cm;

D = diâmetro médio dos rolos, em cm;

e_A = abertura média entre os rolos em atividade, em cm;

ε_A = abertura específica = $\frac{e_A}{D}$;

C = compressão do bagaço no plano axial dos rolos = $\frac{e_A}{H\ .\ \cos\alpha}$

O cos α é, na prática, cerca de 0,96.

Não se deve esquecer que esta fórmula se aplica à pressão entre 2 rolos, no caso em que não haja reabsorção ($r = 1$).

Expressão da compressão C tendo em vista o uso prático. — A fórmula (10.78) foi obtida pelas experiências de Noël Deerr. As imperfeições (pp. 173 e 173) desta experiência foram estudadas: ela se aplica a um certo estado da cana e a compressão obtida não é a mesma, conforme a preparação da cana ou da fibra do bagaço. A preparação influi, principalmente, na 1.ª moenda, mas esta influência não é considerável, quando se trata de uma preparação clássica (por

exemplo: duas navalhas e um shredder), apesar das eficiências variáveis destes instrumentos, conforme sua potência, sua regulagem etc. De outro lado, a influência da fibra é muito grande e isto se percebe nitidamente, aplicando a fórmula (10.78) da primeira à última moenda dum tandem. Efetuando este confronto num certo número de tandens, corrigindo a cada vez por causa da reabsorção, já que estamos ainda no caso da reabsorção nula ($r = 1$), pode-se constatar que, no lugar de tomar $C = \lambda \cdot \frac{e_A}{q}$, conforme sugere a aplicação pura e simples da fórmula (10.49), toma-se:

$$10\,C = \lambda \cdot \frac{e_A \cdot f'_B}{q \cdot d_B} = \lambda \cdot \frac{f'_B}{\varphi \cdot d_B} \qquad (10.79)$$

e acham-se, com uma diferença muito pequena, os valores reais.

A correção a ser aplicada à compressão de Noël Deerr para poder utilizá-la no domínio prático, consiste, então, em completar sua compressão com o fator corretivo: $\frac{f'_B}{d_B}$, f'_B e d_B sendo a fibra e a densidade do bagaço fornecidas pela pressão considerada.

Sendo e_A a abertura de reabsorção nula (cf. fórm. 10.44):

$$\frac{e_A \cdot f'_B}{q \cdot d_B} = e_A \cdot \frac{1}{q} \cdot \frac{f'_B}{d_B} = \frac{V_B}{S} \times \frac{S}{Af} \times \frac{f'_B}{d_B} = \frac{V_B}{B \cdot d_B} = \frac{1}{d_B^2} \qquad (10.80)$$

Porém, esta simplificação só é válida nos casos de altas pressões, senão a equivalência $e_A = V_B/S$ não seria eficaz, não podendo o bagaço preencher todo o volume $S \cdot e_A$ disponível.

Cálculo do fator λ. — Tomam-se os comprimentos, não mais em cm, porém em dm, para conseguir chegar a uma fórmula homogênea, porque nela será introduzida uma densidade, calculada em kg/dm³. A carga-fibra deve, então, ser em kg/dm². Segue:

$$F = \frac{3\,000 L \sqrt{D}\sqrt{e_A}}{(10C)^6} \qquad (10.81)$$

A determinação de λ, efetuada por comparação com os tandens existentes, ou por um cálculo análogo àquele da página 235 para determinar a abertura de saída em atividade, fornece:

$$\lambda = 1{,}15 \qquad \lambda^6 = 2{,}3 \qquad (10.82)$$

donde:

$$F = 1\,300 L \sqrt{D \cdot e_A} \left(\frac{q \cdot d_B}{e_A \cdot f'}\right)^6 = 1\,300 L \sqrt{D \cdot e_A} \cdot d_B^{12} \qquad (10.83)$$

sendo a segunda expressão, em d_B^{12}, válida somente para as altas pressões (lado da saída das moendas).

Esta fórmula pode servir para calcular F, conhecendo-se e_A. Pode servir, também, para calcular e_A, conhecendo-se F. Escreve-se, então:

$$e_A^{5,5} = \frac{1\,300 L\sqrt{D}}{F}\left(\frac{q \cdot d_B}{f'}\right)^6 \qquad (10.84)$$

e_A = abertura entre os 2 rolos, em dm (reabsorção nula);
L = largura dos rolos, em dm;
D = diâmetro dos rolos, em dm;
F = carga exercida no plano axial dos rolos, em kg;
q = carga-fibra, em kg/dm²;
d_B = densidade do bagaço após a pressão, em kg/dm³;
f' = fibra do bagaço, após pressão, em relação à unidade.

Este cálculo é tão preciso quanto aquele dado mais adiante (p. 235) a propósito da regulagem das moendas e que se baseia nas densidades da matéria. Sobre este possui a vantagem de levar em conta a carga F, cuja influência, agindo somente pela raiz 5,5 ou 6, não foi considerada para a regulagem.

Dispõe-se o cálculo da seguinte maneira:

a) Calcular a constante da moenda: $1\,300\ L\ \sqrt{D}$.

b) Calcular para a pressão, considerada a expressão: $\frac{q\ .\ d_B}{f'}$.

c) Obtém-se, então:

$\log F$	=	$\log\ 1\,300 L\sqrt{D}$	= .....
		antilog F	= .....
$\log\left(\frac{q\ .\ d_B}{f'}\right)$	=	$6\ \log\left(\frac{q\ .\ d_B}{f'}\right)$	= .....
		$5{,}5\ \log e_A$	= .....
		$\log e_A$	= .....
		e_A	= .....

Não se deve esquecer que a abertura encontrada corresponde ao caso de reabsorção nula.

Pressão máxima e carga do rolo. — Aplicando a fórmula (10.57) à abertura de saída, obtém-se a pressão máxima p_M neste ponto. Comparando então, às fórmulas (10.57) e (10.78) e eliminando a compressão C, obtém-se a pressão máxima p_M:

$$p_M = \frac{3F}{L\sqrt{D \cdot e_A}} = \frac{3F}{LD\sqrt{\varepsilon_A}} \qquad (10.85)$$

p_M = pressão máxima, no plano axial, no caso de reabsorção nula, em kg/cm²;
F = carga total exercida sobre o rolo, no plano axial, em kg;

L = largura dos rolos, em cm;

D = diâmetro médio dos rolos, em cm;

e_A = abertura de saída, em cm, no caso de reabsorção nula.

Influência da reabsorção.

Agora é possível passar ao caso geral, isto é, à pressão com reabsorção e coeficiente de supervelocidade $r \neq 1$.

Consideram-se 2 rolos esmagando o bagaço. Para se ter uma idéia certa, supõem-se os mesmos 2 rolos já estudados (p. 177), moendo o mesmo bagaço com a mesma carga-fibra. Supõe-se que, por um meio qualquer (aumento da velocidade, ou aproximação dos rolos, tratando-se de rolos fixos, como na Austrália, ou aumento de carga no caso da pressão hidráulica), a partir de um momento em que a reabsorção fosse nula, conseguir-se-ia aumentar pouco a pouco o coeficiente de supervelocidade, sem mudar a carga-fibra; com outras palavras, que se diminuiria progressivamente a abertura de saída. Consideram-se os momentos em que o coeficiente de supervelocidade alcança os valores: $r = 1{,}1$,

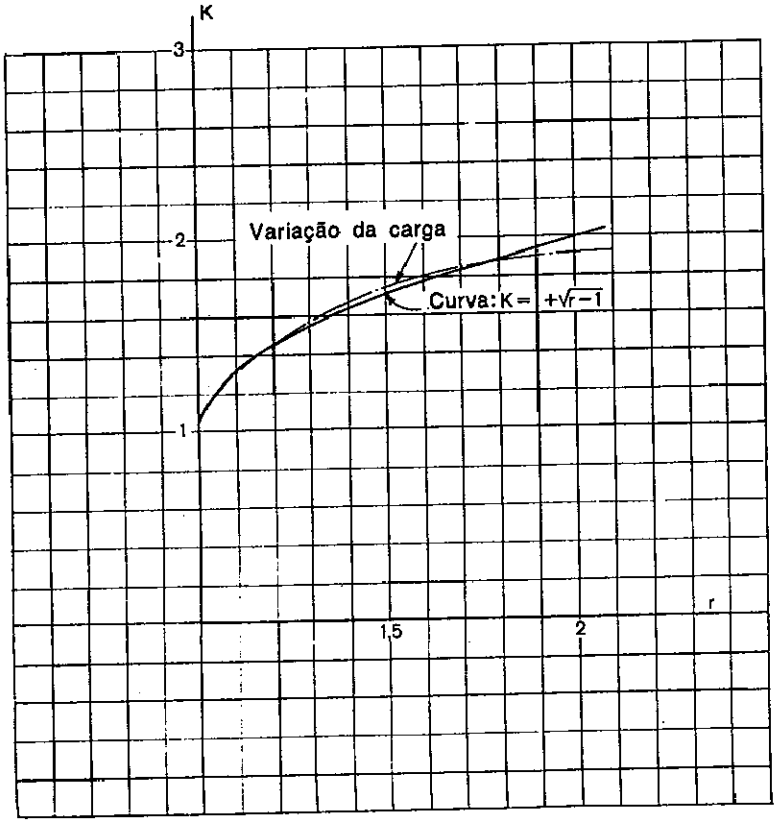


FIG. 10.25. — Variação da carga em função do coeficiente de supervelocidade.

1,2, 1,3, 1,5 e 2. A cada vez é possível calcular a posição do plano neutro, aplicando a fórmula (10.40) (cf. p. 166). Então, supõe-se, da mesma maneira como Murry foi levado a supor pelo registro da pressão real (MEC, p. 74), que a pressão aumenta como no caso da não-reabsorção, entre o ponto do primeiro contato do bagaço com o rolo e o plano neutro, já que continua aproximadamente constante entre o plano neutro e o plano axial. Por fim, esta pressão diminui imediatamente após o plano axial, fornecendo em todos os casos, depois do plano axial, a mesma fração da pressão total (fig. 10.26).

Obtêm-se, então, as curvas traçadas: $r = 1{,}1$; 1,2 etc..., sobre a figura 10.24. A superfície compreendida entre cada uma destas curvas, o eixo $x'Ox$ e o eixo Oy, fornece então um valor relativo da carga total em cada caso. Calculam-se estas superfícies e transportam-se seus valores relativos respectivos, tomando por valor unidade aquele do caso em que $r = 1$, para o gráfico da figura 10.25. Obtém-se a curva em traço descontínuo. Constata-se que esta curva é muito próximá à curva com traço contínuo:

$$k = 1 + \sqrt{r - 1} \tag{10.87}$$

Deduz-se que, quando a reabsorção varia, as outras condições continuando as mesmas, a carga total aumenta, em relação ao caso em que $r = 1$, na proporção dada pela fórmula (10.87). Observa-se que as condições estabelecidas de acordo com a fórmula (10.62) correspondem a uma P.H.R.E. (cf. p. 155) variando de 13,6 t/dm², para $r = 1$, a 28,4 t/dm², para $r = 2$.

Valor geral da carga

Supondo o caso da reabsorção, observa-se que a expressão da carga se torna:

$$F = 1\,300 LD\sqrt{\varepsilon_A}\left(\frac{q \cdot d_B}{r \cdot e_A f'}\right)^6 (1 + \sqrt{r - 1}) \tag{10.88}$$

Com efeito, ε_A entra com seu valor real, conforme o demonstra o cálculo das páginas 179 a 182. Ao passo que *é a abertura* $r \cdot e_A$ *que deve intervir* no parêntesis com potência 6. O mesmo cálculo (10.80) se aplica aqui, re_A tendo como valor e_N (cf. p. 165, fórm. 10.34) $= \frac{V_B}{S}$, e temos, finalmente:

$$F = 1\,300 LD\sqrt{\varepsilon_A}\left(\frac{q \cdot d_B}{e_N \cdot f'}\right)^6 (1 + \sqrt{r - 1}) \tag{10.89}$$

ou (caso das altas pressões):

$$F = 1\,300 LD\sqrt{\varepsilon_A} \cdot d_B^{12}(1 + \sqrt{r - 1}) \tag{10.90}$$

Relações empíricas entre a carga e a pressão máxima. — É interessante comparar certos valores empíricos, obtidos por experiências, com os valores precedentes, deduzidos pelo cálculo, tais como aquele fornecido pela fórmula (10.85).

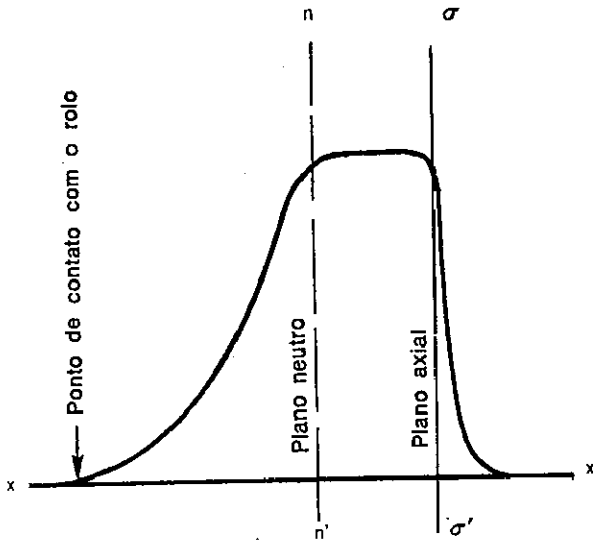


FIG. 10.26. — Curva de pressão da moenda.

J. E. Holt (Mill Mech. Sem., p. F. 6) forneceu uma relação entre a carga total F, exercida sobre o rolo, e a pressão máxima p_M, exercida sobre o bagaço em seu trajeto entre o plano neutro e o plano axial (fig. 10.26):

$$p_M = \frac{344F}{LD(\alpha^\circ + 3{,}5\nu^\circ)} \tag{10.91}$$

p_M = pressão máxima exercida sobre o bagaço na sua passagem pela abertura em kgf/dm²;

F = componente axial da carga hidráulica total exercida sobre o rolo superior, em kgf;

L = largura dos rolos, em dm;

D = diâmetro dos rolos, em dm;

α° = ângulo com o plano axial, tomado do centro do rolo superior, sob o qual o bagaço chega ao contato com este rolo, em graus;

ν° = ângulo com o plano axial, tomado do centro do rolo superior do raio que chega à geratriz deste rolo situada no plano neutro, em graus.

Ver-se-á (p. 193) que, do lado da saída da moenda, F é aproximadamente igual ou pouco inferior à carga total exercida sobre o rolo superior.

O ângulo α varia de 20 a 35°, geralmente; o ângulo ν de 0 a 10°. $\frac{F}{LD}$ sendo de aproximadamente 2 500 kg/dm², observa-se que esta fórmula fornece à saída um valor para p_M de cerca de 20 000 kg/dm² = 200 kg/cm².

Murry e Holt (QSSCT, 30.°, p. 113) forneceram:

$$p_M = 6\,300(c_A - 1)\ \text{kg/dm}^2 = 63(c_A - 1)\ \text{kgf/cm}^2 \qquad (10.92)$$

p_M = pressão máxima exercida sobre o bagaço na sua passagem pela abertura;

c_A = relação de compressão (Bullock) (cf. p. 169).

Esta equação foi estabelecida para uma 1.ª moenda em atividade. Sabe-se que:

$$c_A = \frac{0{,}9\varphi}{f} \qquad \text{(fórm. 10.51)}$$

donde:

$$p_M = \left(5\,700\,\frac{\varphi}{f} - 6\,300\right)\ \text{kg/dm}^2 \qquad (10.93)$$

p_M = pressão máxima encontrada pelo bagaço na moenda, em kg/dm²;

φ = coeficiente de empuxo (cf. p. 163), em kg/dm³;

f = fibra da cana chegando à moenda, em relação à unidade.

Valores normais da reabsorção

A reabsorção tem um papel importante na moenda e o coeficiente de supervelocidade r entra em várias fórmulas precedentes. É medido ou calculado, porém, apenas em poucas usinas. Todavia, é possível ter-se dele uma idéia relativamente exata, porque depende, antes de tudo, de dois fatores muito bem conhecidos: a velocidade e o empuxo.

Murry (MEC, p. 41) dá, para uma relação de compressão de 3, a curva de regressão:

$$r = 1{,}06 + 0{,}017v \qquad (10.94)$$

r = coeficiente de supervelocidade;

v = velocidade periférica dos rolos, em metros/minuto.

Da mesma maneira (*idem*, p. 132), para uma velocidade de 9 m/min, a curva de regressão é de:

$$r = 0{,}0912c_A + 0{,}87 \qquad (10.95)$$

que se estabelece servindo-se da fórmula (10.51) e sabendo que a fibra da cana utilizada na experiência, era de 12,8:

$$c_A = \frac{\varphi}{f \cdot d_c} = \frac{\varphi}{0{,}141}$$
$$r = 0{,}65\varphi + 0{,}87 \qquad (10.96)$$

As duas fórmulas (10.94) e (10.96) podem ser reunidas em uma única, que se escreve da seguinte maneira:

$$r = 0{,}75 + 0{,}017v + 0{,}65\varphi \qquad (10.97)$$

a qual fornece r em função dos 2 principais fatores que agem sobre este coeficiente (ver observação abaixo).

EXEMPLO. — Para uma moenda com velocidade periférica $v = 10$ m/min e com coeficientes de empuxo $\varphi_e = 0.3$ kg dm^3, na entrada, e $\varphi_s = 0.6$ kg/dm^3, na saída, o coeficiente de supervelocidade é de:

$$\begin{cases} \text{na entrada: } r_e = 0.75 + (0.017 \times 10) + (0.65 \times 0.3) = 1.115 \\ \text{na saída: } \quad r_s = 0.75 + (0.017 \times 10) + (0.65 \times 0.6) = 1.31. \end{cases}$$

OBSERVAÇÃO 1. — Como as 2 fórmulas originais (10.94 e 10.96) foram estabelecidas para uma 1.ª moenda, a fórmula derivada (10.97) é, provavelmente, correta para as 1.as moendas, porém, deve-se considerar que a expressão constante 0,75 diminui com a posição da moenda, baixando a cerca de 0,60 para uma última moenda. Aguardando experiências exatas, suporemos que esta expressão tem como valor:

$$\begin{array}{l} 0{,}75 \text{ para uma 1.ª moenda} \\ 0{,}65 \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{2.ª} \quad \text{„} \\ 0{,}60 \quad \text{„} \quad \text{as moendas seguintes.} \end{array} \qquad (10.98)$$

OBSERVAÇÃO 2. — Evidentemente, esta fórmula pode dar apenas um valor aproximado. Não leva em consideração um terceiro fator que não pode ser subestimado: o estado de preparação do material que chega à moenda.

Relação entre as C.H.R. à entrada e à saída duma moenda

É importante conhecer a proporção existente entre o esforço exercido sobre o bagaço à entrada e aquele exercido à saída da moenda; em outras palavras, entre as componentes de entrada e de saída da carga exercida sobre a moenda.

Evidentemente, esta relação varia muito com o estado do bagaço quando chega à moenda e, sobretudo, com a regulagem adotada e a carga-fibra momentânea (em relação àquela para a qual a regulagem foi efetuada). Para se ter uma idéia, tomam-se valores médios. Mas adiante (p. 238, quadro 13.5) aconselha-se, para uma 3.ª moenda, a relação 1,8 entre as aberturas de entrada e de saída em atividade.

Aplica-se a fórmula (10.89) e, para isto, calculam-se os elementos: as expressões 1 300 LD e q são as mesmas à entrada e à saída; ε_1 e, com uma diferença mínima, e_N estão à entrada na relação 1,8 do valor observado à saída, admitindo-se a relação de regulagem $m = 1{,}8$. Falta estabelecer: f' d_B e r.

a) f'. Supõe-se a fibra da cana $f = 0{,}14$, uma embebição $w = 0{,}36$, uma extração de caldo de 2/3 na entrada e 1/3 na saída, dando no total, $j = 0{,}36$, deixando um bagaço $b = 0{,}30$. A fibra do bagaço saindo da abertura de entrada, à sua passagem sobre a bagaceira, será de:

$$f_E = \frac{0{,}14}{0{,}30 \quad 0{,}12} = 0{,}333$$

e a fibra do bagaço saindo da moenda:

$$f'_S = \frac{0,14}{0,30} = 0,467$$

b) d_B. As densidades correspondentes serão (cf. p. 160):

$$VVE_E = \frac{1}{1,03 \times 1,01} - \left(\frac{1,20}{1,03 \times 1,01} - 0,86\right)0,333 = 0,864\,;\; d_{BE} = \frac{1}{0,864} = 1,158$$

$$VVE_S = \frac{1}{1,03 \times 1,01} - \left(\frac{1,20}{1,03 \times 1,01} - 0,86\right)0,467 = 0,824\,;\; d_{BS} = \frac{1}{0,824} = 1,213$$

c) r. Supõe-se que os coeficientes de supervelocidade respectivos sejam de (cf. p. 189):

$$r_E = 1,11 \qquad r_S = 1,31.$$

Segue-se, então:

$$\frac{F_S}{F_E} = \sqrt{\frac{1}{1,8}} \times \left(\frac{1,213 \times 1,8 \times 0,333}{1,158 \times 1 \times 0,467}\right)^6 \frac{1 + \sqrt{0,31}}{1 + \sqrt{0,11}} = 0,745 \times 5,9 \times 1,169 = 5,1$$

Dependendo da regulagem, da tonelagem, da velocidade, esta relação pode variar de 2 a 8, mais freqüentemente de 2 a 4. É menor numa 1.ª moenda, em que a relação entre os dois teores de fibra é maior e o material ainda relativamente mal preparado à entrada, do que numa última moenda, em que os dois teores de fibra são mais próximos.

Numa experiência bastante exata, executada por meio de calibradores de contração e oscilógrafo catódico com 18 galvanômetros sobre a 1.ª moenda de la Mare (Bourbon), a relação F_S/F_E variava de 1 a 2,5, os valores menores correspondendo às tonelagens menores. Excepcionalmente, esta relação baixava a menos de 1.

Crawford, na Austrália (QSSCT, 26.º, p. 218), chegou à conclusão de que a relação das pressões de saída e de entrada era de 2 a 4 para uma 1.ª moenda, de 4 a 5 para uma 3.ª moenda. Evidentemente, estes valores dependem, sobretudo, da relação m entre as aberturas de entrada e de saída da moenda em atividade. Dependem, também, da posição da moenda.

Diagrama

Para melhor representar a importância relativa das diversas reações exercendo-se sobre o rolo superior numa moenda em atividade, transportam-se estas reações para um diagrama (fig. 10.27). Adota-se a relação 5 entre as pressões de saída e de entrada e traça-se o polígono das forças exercidas sobre o rolo superior. Sua direção é conhecida com facilidade: a C.H.T., F, é vertical. A reação da bagaceira, R_b, faz um pequeno ângulo β com a vertical, com uma dezena de graus, aproximadamente, para trás. Para F_S e F_E, observa-se na figura 10.18 que o centro de pressão (isto é, o centro de gravidade da superfície com-

preendida entre a curva e a circunferência do rolo) se encontra, não no plano axial, mas a 2 ou 3° antes dele. Tomando:

$$F_E = \frac{F_S}{5} \qquad \text{e} \qquad R_b = 0{,}25F$$

obtém-se, então, o polígono indicado (fig. 10.27).

A projeção sobre a vertical da resultante R das 3 reações F_S, F_E e R_b deve ser igual a F. Constata-se que esta resultante se encontra a cerca de 15° atrás da vertical. É o ângulo geralmente adotado pelos fabricantes, que constroem as moendas com o eixo dos cabeçotes inclinado e os castelos assimétricos.

Observa-se que se obtém, projetando sobre a vertical:

$$(F_S + F_E)\cos\frac{\alpha}{2} + R_b \cdot \cos\beta = F$$

Tornando: $F_E = 0{,}2F_S$, $R_b = 0{,}25F$ e observando, que o $\cos\beta \approx 1$, $\cos\frac{\alpha}{2} \approx 0{,}8$, tem-se:

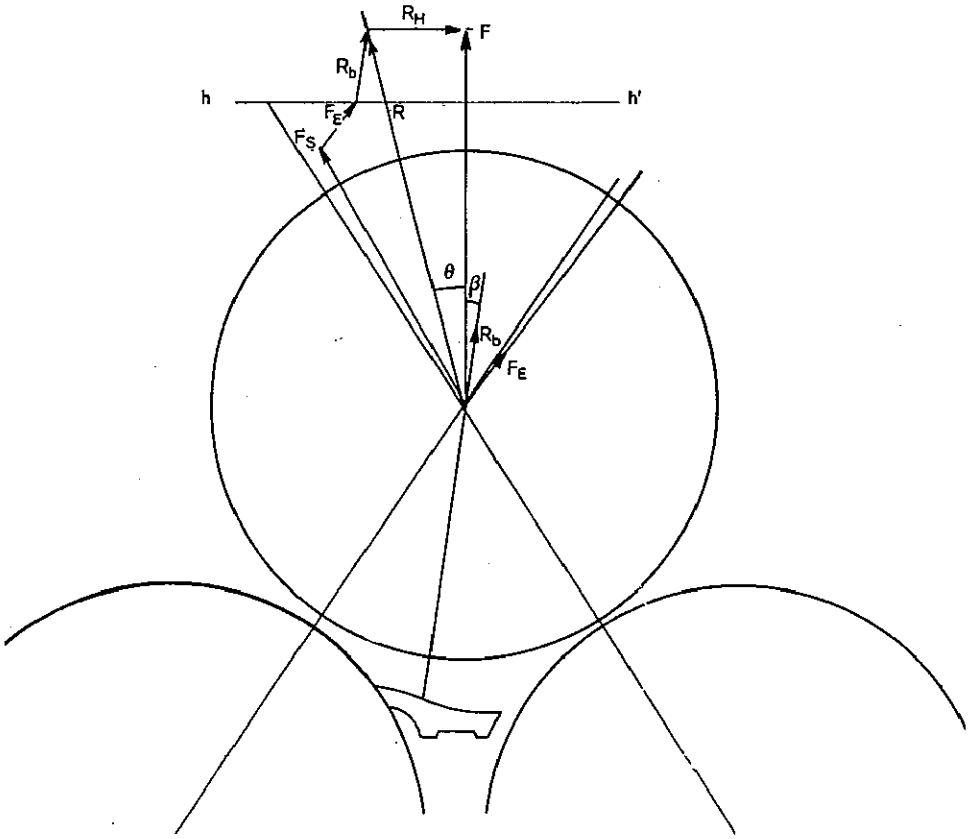


FIG. 10.27. — Diagrama das reações numa moenda.

$$(1{,}2F_S \times 0{,}8) + 0{,}25F = F$$

donde:

$$F_S \approx 0{,}8F \tag{10.99}$$

o que demonstra que a C.H.R. do lado da saída F_S é, em geral, do mesmo tamanho como a C.H.T., exercida sobre o rolo superior, F, porém, um pouco inferior.

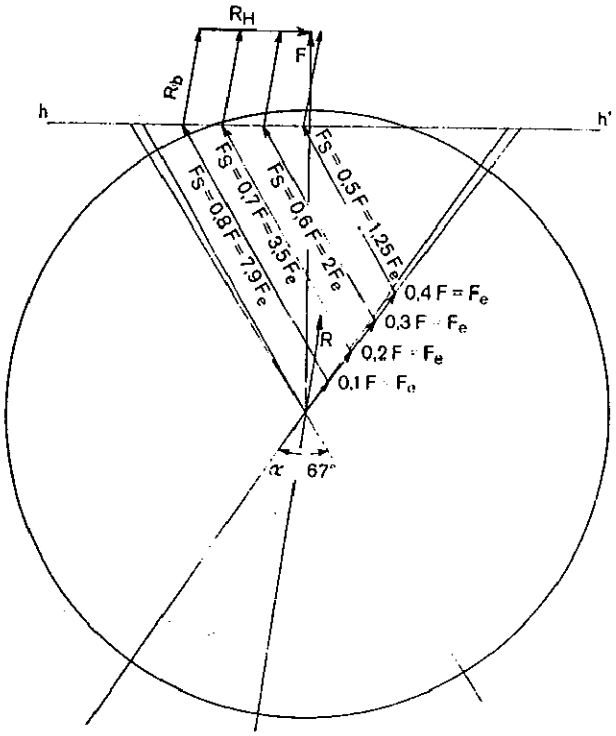


FIG. 10.28. — Variações relativas das reações F_S e F_E.

Este cálculo é aproximado, porque supõe as reações nos planos axiais. Observando sobre o diagrama, que a reação R_b deve continuar sobre a horizontal hh', podem-se obter imediatamente, por gráfico, todos os valores tomados por F_S, para cada valor de F_E (fig. 10.28). Para uma moenda com ângulo $\alpha = 67°$ (e o resultado não sofre alterações com um ângulo de construção diferente), encontra-se, estabelecendo:

$$\varphi_E = \frac{F_E}{F} \qquad \varphi_S = \frac{F_S}{F}$$

$$\begin{cases} \varphi_E = 1 - 1{,}07\varphi_S \\ \varphi_S = 0{,}93 - 0{,}93\varphi_E \end{cases} \tag{10.100}$$

o que dá os valores correspondentes:

QUADRO 10.4

Quando	$F_E = 0{,}10F$	$F_S = 0{,}8F = 8 \quad F_E$	$F_E + F_S = 0{,}9F$
»	$F_E = 0{,}20F$	$F_S = 0{,}7F = 3{,}5 \; F_E$	$F_E + F_S = 0{,}9F$
»	$F_E = 0{,}30F$	$F_S = 0{,}6F = 2 \quad F_E$	$F_E + F_S = 0{,}9F$
»	$F_E = 0{,}40F$	$F_S = 0{,}5F = 1{,}25F_E$	$F_E + F_S = 0{,}9F$

Portanto, F_S fica, em geral, entre 0,6 e 0,8 F, mais freqüentemente, por volta de $0{,}7F$.

Observa-se que a soma $F_E + F_S$ é constante e igual a $0{,}9F$. E que a reação do castelo R_H se anula, quando $F_E = 0{,}4F$.

Fricções Mancais-Castelos

Nos castelos de construção clássica, com eixo de cabeçote vertical, observa-se, imediatamente, na figura 10.27, que a obliqüidade da resultante R provoca uma reação horizontal R_H importante sobre a parede lateral traseira do castelo:

$$R_H = F \cdot \operatorname{tg} \theta = 0{,}15 \text{ à } 0{,}25F \qquad (10.101)$$

ou seja cerca de 80 t, quando $F = 400$ t.

Esta reação ocorre integralmente entre as paredes de trás dos mancais superiores e do castelo. O coeficiente de fricção do bronze sobre o aço, sem lubrificação, é de cerca de 0,18 a 0,20 e esta fricção se acrescenta à do couro ou da guarnição metaloplástica sobre a parede cilíndrica do cabeçote, oferecendo resistência ao movimento do cabeçote e do pistão hidráulico, isto é, ao levantamento do rolo superior.

O coeficiente de fricção do bronze sobre o aço cai a cerca de 0,10, quando as paredes de contato estão lubrificadas. É importante efetuar esta lubrificação em boas condições, para facilitar o funcionamento da pressão hidráulica.

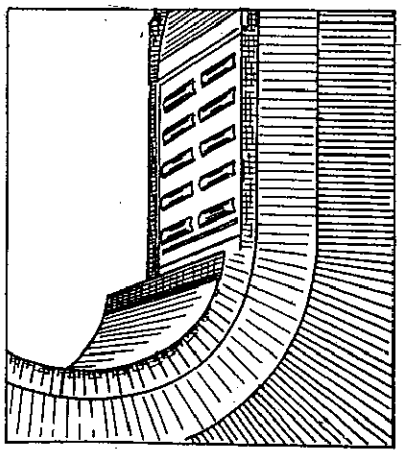


FIG. 10.29. — Castelo com encaixe de rolos.

Certos fabricantes, em particular a Fives-Lille Cail, substituiram a fricção de movimento entre 2 paredes por uma fricção de rolamento, guarnecendo a parede de trás do cabeçote com rolos que giram sobre o mancal (fig. 10.29). Estes encaixes de rolos se desgastam e são caros, porém, seja servindo-se deste sistema ou praticando uma boa lubrificação, é importante reduzir estas fricções na medida do possível: a extração será muito favorecida.

Aliás, para evitar os inconvenientes dos encaixes de rolos, a Fives-Cail os substitui, hoje em dia, por chapas de matéria sintética com alta resistência ao desgaste e com coeficiente de fricção muito baixo, interpostas entre o mancal e o castelo.

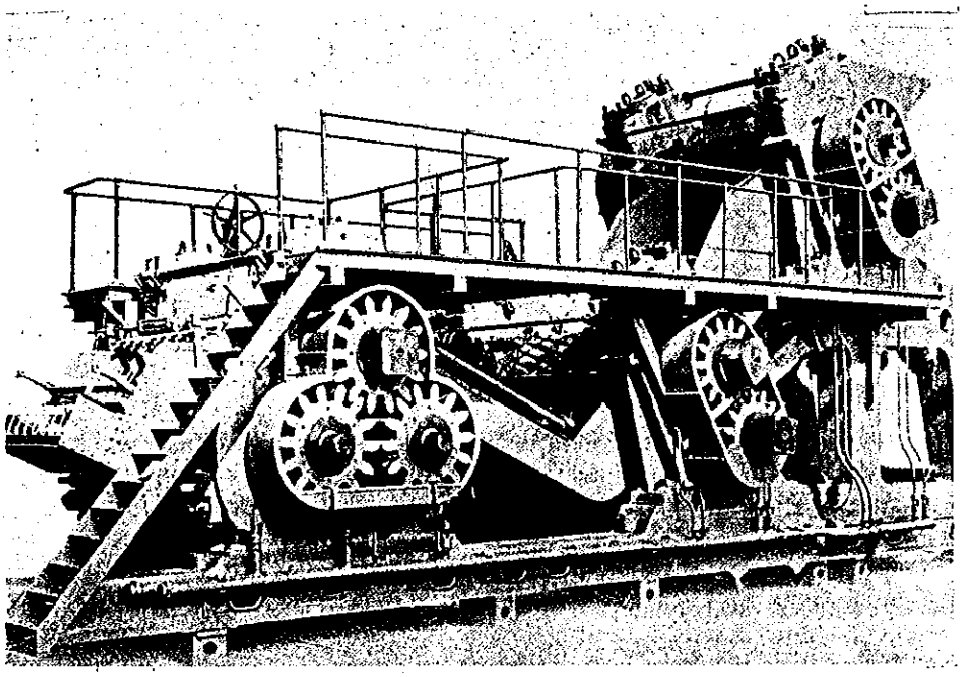


FIG. 10.30. — Primeira moenda e esmagador duplo, vistos do lado das engrenagens.

Neste mesmo sentido e pelo mesmo motivo, os castelos com cabeçotes inclinados representam uma grande vantagem, que pode ainda ser aumentada com a adoção da lubrificação ou da chapa de matéria sintética. Se a inclinação do cabeçote corresponde ao valor normal adotado, ou seja 15°, é suficiente instalar a lubrificação, os rolos ou a chapa sobre a parede de trás do mancal.

Reação dos pinhões

Numa moenda, o movimento do motor é geralmente transmitido pelas engrenagens ao rolo superior. É este que põe em movimento os rolos inferiores por meio dum jogo de 3 pinhões, colocados sobre os eixos dos 3 rolos (fig. 10.30).

A obliqüidade dos lados dos dentes dos pinhões provoca, no ponto

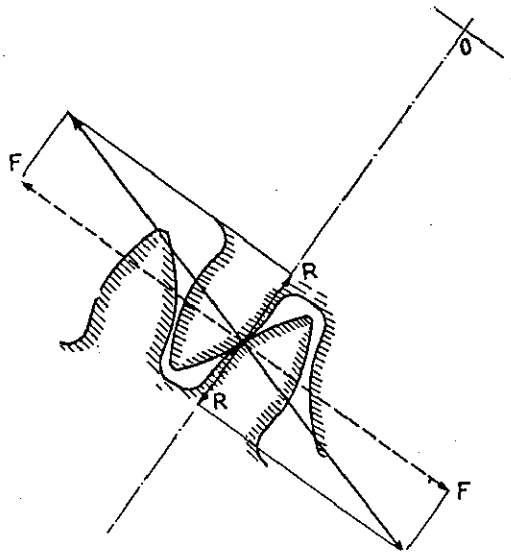


FIG. 10.31. — Reação dos pinhões.

de contato dos 2 dentes, que o impulso, em vez de ser normal, se efetue segundo um ângulo inferior a 90° com o raio que passa por este ponto (fig. 10.31). Este ângulo α é, geralmente, de cerca de 65°. O impulso decompõe-se, portanto, em duas componentes, uma normal F, que produz a rotação, e a outra radial, R, que tende a suspender o rolo. Origina-se um desequilíbrio do rolo, que é suspendido mais facilmente do lado do pinhão que do lado livre.

Procurou-se corrigir este inconveniente de várias maneiras:

1. **Rodetes duplos.** — Instalaram-se rodetes dos dois lados dos rolos. Esta solução apresenta os seguintes inconvenientes:

a) É cara (6 pinhões em vez de 3).

b) Não é suficiente para suprimir a reação dos rodetes, mas a distribui dos 2 lados, o que não apresentaria um grande inconveniente.

c) Porém, não assegura uma distribuição verdadeiramente igual da pressão dos dois lados. Enquanto os dentes não estão desgastados, há sempre um pinhão que, num dado momento, pega melhor de um lado, que o outro, e produz a reação.

d) Mesmo quando os dentes estão desgastados, a menor diferença entre as espessuras de bagaço, à esquerda e à direita da camada, destrói o equilíbrio a cada momento, modifica as posições dos dentes em contato, quebrando a sustentação do lado mais alto e provocando a reação do lado oposto.

2. **Diferença de diâmetro dos pistões hidráulicos.** — Do lado das engrenagens instalaram-se pistões maiores que do lado oposto, de modo que sua seção seja 10 a 20% superior. É uma solução muito incompleta.

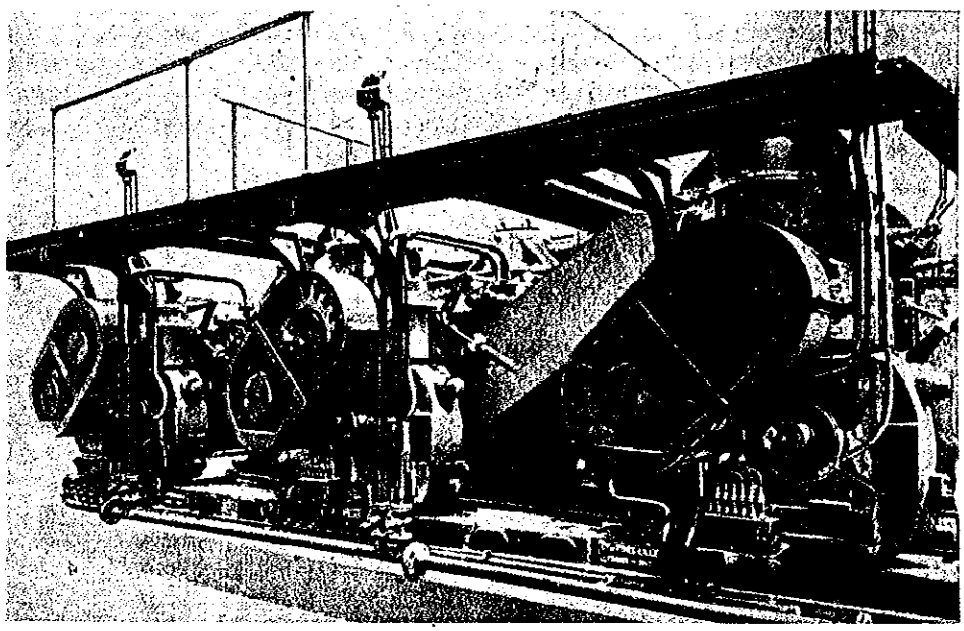


FIG. 10.32. — Moendas com pinhões alternados.

3. **Rodetes alternados.** — O rolo superior possui um pinhão em cada ponta e os rolos inferiores possuem seu pinhão, um à direita e o outro à esquerda (fig. 10.32). Este sistema apresenta a vantagem de permitir uma redução do ângulo de construção da moenda, porém:

a) É pouco estético: parece faltar alguma coisa de cada lado da moenda.

b) Exige um pinhão a mais (4 em vez de 3).

c) As reações do rolo de entrada e do rolo de saída são diferentes (cf. p. 189). Portanto, sua diferença não é muito inferior à sua soma (6 — 1 não é muito menor que 6 + 1) e apenas se obtém uma pequena fração da diferença existente na moenda comum, que não vale a pena.

4. **Conjunto de engrenagens de pinhões separados.** — Esta solução consiste no acionamento de cada rolo por um quadrado próprio (cf. p. 295), sendo o jogo de 3 pinhões relacionado ao conjunto de engrenagens (fig. 10.33), num compartimento especial chamado "caixa de engrenagens".

Apresenta os inconvenientes:

a) É cara (somente 3 pinhões, porém 4 luvas, 2 quadrados e ainda a caixa de engrenagens. Todavia, o quadrado e as luvas são, individualmente, mais leves que o quadrado único e as 2 luvas da moenda comum).

b) Aumenta de cerca de 30 a 60 cm a largura do conjunto de engrenagens.

c) Necessita da instalação de 4 suportes e 4 caixas de lubrificação por moenda, ocasionando um pequeno aumento do consumo de potência e óleo. O aumento de potência é, muitas vezes, compensado pelo desaparecimento da reação dos pinhões, porém o pequeno excedente do consumo de óleo continua.

d) O comprimento habitual dos quadrados não deixa às articulações das luvas e do quadrado uma liberdade suficiente para todos os deslocamentos desejáveis dos rolos inferiores (caso das regulagens extremas ou de grande desgaste do rolo) e, neste caso, é necessário substituir as luvas por dispositivos mais flexíveis por exemplo: eixos com cruzetas, cf. p. 297).

Tem, porém, vantagens:

a) Realmente resolve o problema. O rolo superior, inteiramente livre, desloca-se com facilidade.

b) Do mesmo modo como a solução precedente, permite reduzir o ângulo de abertura da moenda a um mínimo.

Com efeito, os pinhões estando fixados na caixa de engrenagens, podem ser fabricados como engrenagens comuns, enquanto os rodetes montados sobre os rolos devem poder funcionar com jogos muito diferentes, dependendo da regulagem adotada, do diâmetro médio dos rolos mais ou menos gastos e do levantamento do rolo superior em movimento. Nestas condições, a tendência é dar, a estes rodetes, dentes muito longos, nos quais o diâmetro original passa a 1/3 do comprimento do dente, e em número o mais reduzido possível. Além disso, o diâmetro exterior do espaço ocupado pelo rodete ultrapassa muito o diâmetro médio dos rolos, impondo uma distância mínima de separação entre os eixos dos 2 rolos inferiores, para evitar o contato entre seus rodetes.

Pelo contrário, na caixa de engrenagens pode-se adotar o tamanho normal de dentes (diâmetro original de metade da altura dos dentes), um número maior de dentes (23 no lugar de 17, por exemplo) e um jogo muito pequeno entre as pontas dos dentes dos 2 pinhões inferiores. Isto permite a aproximação dos 2 rolos inferiores e, em seguida, a redução do ângulo de abertura das moendas até 67°, valor que poderia ser alcançado, para rolos equipados com rodetes, apenas com o auxílio de pinhões alternados.

c) Quando os rolos são trocados ou encamisados, os rodetes não mais precisam ser retirados ou rechavetados, operação sempre demorada e desagradável. Os eixos são mais curtos, mais leves e menos caros.

d) Os pinhões, tornando-se fixos e trabalhando em condições muito mais favoráveis, desgastam-se menos depressa. E, principalmente, não é mais preciso diminuí-los, fazendo-os girar para diminuir o comprimento dos dentes e poder manter o aperto das moendas, quando os rolos estão desgastados.

e) Ao comprar rolos de substituição, a despesa de instalação é recuperada progressivamente.

Entretanto, e por causa de seu preço, esta solução não se difundiu.

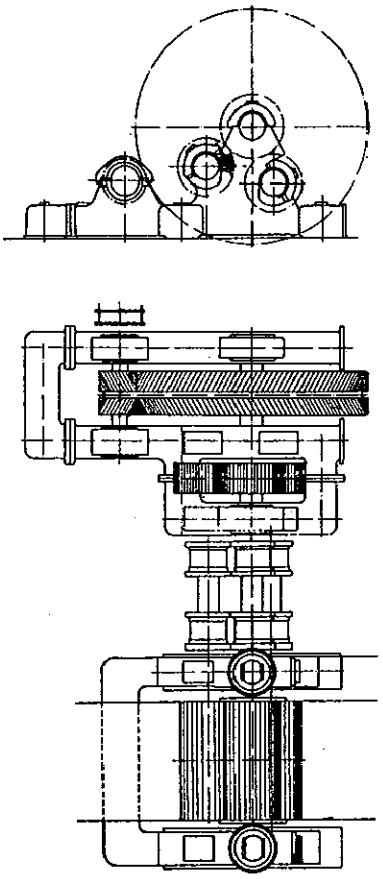


FIG. 10.33. — Caixa de engrenagens (Fives-Lille Cail).

5. **Acumuladores individuais.** — A adoção quase universal dos acumuladores aero-hidráulicos permite, hoje em dia, equilibrar as pressões sobre os dois lados da moenda. Assim, é possível anular totalmente um dos principais inconvenientes da reação dos pinhões. Hoje em dia é a solução adotada de modo mais generalizado. É menos completa que a da caixa de engrenagens, porém mais simples e menos cara. Por isso, a caixa de engrenagens é considerada atualmente como um luxo. Todavia, acreditamos que, num tandem que deve durar 20 anos, ou mais, este luxo se paga.

Valores médios da C.H.T.

A P.H.E. nas moendas (cf. p. 155) varia geralmente de um mínimo de 12 t/dm² até um máximo de 40 t/dm². Em geral, fica entre 15 e 30 t/dm² e, mais freqüentemente, entre 20 e 25 t/dm².

Para as cargas-fibra geralmente empregadas, pode-se calcular como valor normal da C.H.T.:

$$F = 250LD \qquad (10.102)$$

F = carga, em toneladas, devida à carga hidráulica total (C.H.T.);
L = largura dos rolos, em metros;
D = diâmetro dos rolos, em metros;

ou seja, passando para o dm, uma pressão específica de:

$$\text{P.H.E.} = \frac{2{,}5LD}{0{,}1LD} = 25 \text{ t/dm}^2 \qquad (10.103)$$

Comparação entre esmagador e moenda. — Por causa da decomposição das forças numa moenda, *a priori* pode parecer difícil comparar a pressão dum esmagador com a duma moenda. Com efeito, a P.H.T. se exerce integralmente sobre o bagaço num esmagador, enquanto, numa moenda, se reparte entre a bagaceira e os dois rolos inferiores. Nosso cálculo (p. 191) e a observação seguinte demonstram que, para uma mesma P.H.E. e uma mesma P.H.T., a moenda exerce um esforço sobre o bagaço que é um pouco inferior, mas do mesmo valor que aquele exercido pelo esmagador.

Variação prática da extração em função da pressão

Quando, a partir dum valor pequeno, a pressão hidráulica aumenta, a extração aumenta, a princípio rapidamente e depois, quando a P.H.E. alcança cerca de 15 t/dm², mais lentamente. Fornecemos abaixo (fig. 10.34) as varia-

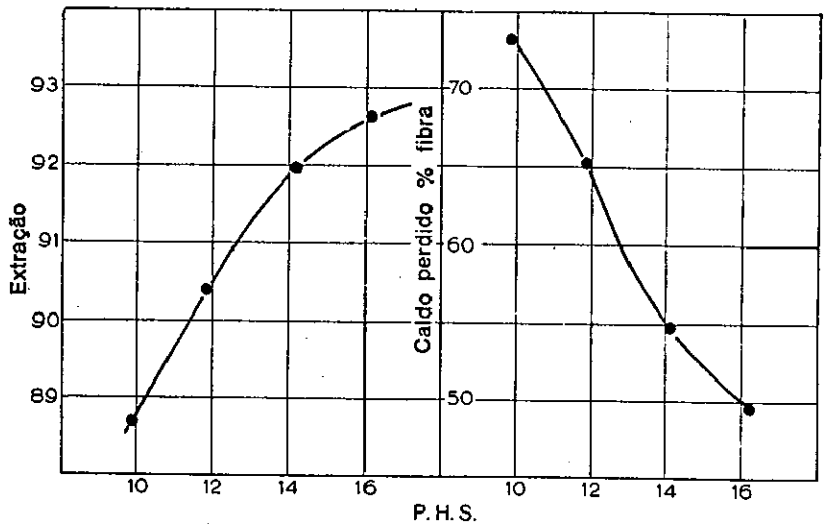


FIG. 10.34. — Variação da extração em função da pressão.

ções da extração e do caldo perdido % de fibra, numa experiência realizada em Savanna (Bourbon),num tandem com 11 rolos de 710 × 1 370 mm, cana R. 337, fibra = 13,1, embebição 18%, fazendo variar a pressão hidráulica.

QUADRO 10.4 *a*

Variação da extração em função da pressão

	P.H.S. em t/dm²				
	Esmagador	*Média das 3 moendas*	*Extração*	*Caldo perdido % de fibra*	*Preparação do bagaço*
1.º ensaio	14,1	16,2	92,6	49,7	Média
2.º „	12,2	14,1	92	54,3	Medíocre
3.º „	10,7	11,8	90,4	65,2	Má
4.º „	9,4	9,8	88,7	73,4	Péssima

P.H.E.

Em Cuba, pensava-se que o aumento de extração obtido além duma P.H.E. de 18 a 22 t/dm², ou melhor, além de 20 t/dm², não compensava o excedente de despesas e de desgaste decorrente.

A firma Farrel, nos Estados Unidos (TSJ, dezembro 1962, p. 31), adota uma pressão máxima de 24 t/dm², o que, em medidas americanas, significa um pouco mais de 2 t por pé de largura e por polegada de diâmetro do rolo.

Na Austrália (QSSCT, 30.º C., p. 103) considera-se que o aumento de extração além de 29 a 33 t/dm², ou melhor, 30 a 32 t/dm², fica muito fraco, enquanto a potência exigida aumenta significativamente, e que estes valores formam um limite prático que não deve ser ultrapassado.

De nossa parte, pensamos:

1.º Que é absolutamente necessário atingir 5 t/dm² no esmagador e 15 t/dm² nas moendas, porém, às vezes, não se podem alcançar estes valores por motivos de resistência do material e falta de vapor (caso possível nas usinas muito velhas).

2.º É nitidamente vantajoso atingir 8 t/dm² no esmagador e 20 t/dm² nas moendas, se o material e o balanço térmico da usina o permitem.

3.º Que pode ainda ser interessante atingir até 15 t/dm² no esmagador, 25 t/dm² nas moendas, com exceção da última, e 28 a 30 t/dm² na última moenda, se o material foi construído com resistência suficiente para estes valores e quando se dispõe ainda, como ocorre geralmente, duma ampla margem de segurança no consumo de vapor das moendas.

Escala das pressões no tandem

É conveniente aumentar a pressão hidráulica da 1.ª à última moenda ou diminuí-la?

Na prática, encontra-se geralmente o primeiro método. Corresponde à idéia de que uma moenda deve prensar mais do que as precedentes, para extrair o que não foi possível extrair antes dela.

Porém, os partidários do segundo método observam que é principalmente a embebição que age, bem mais que as pressões muito altas, e que, para torná-la

eficiente, é preciso preparar a cana da melhor maneira possível a partir das primeiras unidades.

Dos quadros sinóticos fornecidos por Maxwell, extraem-se as seguintes escalas de P.H.E., em t/dm². (*N* = número de rolos do tandem; *s* = número de usinas tomadas como base para estabelecer a média.)

QUADRO 10.5

Escalas das P.H.E. de vários tandens e vários países

N	*País*	*s*	*1.º E.*	*2.º E.*	*1.ª M.*	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*	*5.ª M.*	*6.ª M.*	*7.ª M.*
11	Filipinas	1	16,1		28,4	28,5	28,6				
14	Havaí	6	11,5		24,6	24,8	26	26,7			
	Java	5	14,6		25,5	23,6	25,5	24,8			
	Filipinas	3	17,7		24,3	23	24,7	26			
15	Filipinas	2	21,7		23,5	23,8	27,5	27,8			
17	Havaí	1	17,1		28	25,3	23,4	22,8	25,2		
	Java	1	9,5		21,3	21,2	21,1	22,1	21,1		
19	Filipinas	1	14,3	14,3	19,9	21,1	22,8	23,4	23,4		
20	Havaí	1	15,7		24	24	24,2	19,4	20,9	26,7	
25	Filipinas	1	10,6	12,7	24,6	25,7	26,8	26,8	26,8	27,8	27,8

Acrescentamos as escalas das usinas que fornecem extrações elevadas em Maurício e em Bourbon.

QUADRO 10.6

Escala da P.H.E. de vários tandens em Maurício e Bourbon

País	*Usina*	*P.H.E. em t/dm²*							*Embebição % fibra*	*Açúcar % bagaço*	*Extração*	*Extração reduzida*	*Coeficiente de extração*
		1.ª M.	*2.ª* ,,	*3.ª* ,,	*4.ª* ,,	*5.ª* ,,	*6.ª* ,,	*7.ª* ,,					
Maurício	Union Flacq	19	19	19	19	19	19	23	210	1,74	96,1	96,3	29,3
,,	Beauchamp	22	23	23	23	24			228	1,63	96,6	96,9	25,0
,,	Highlands	23	20	20	21	21			239	1,63	96,8	96,7	26,1
Bourbon	La Mare	28	26	31	33	34			215	1,63	96,5	97,1	23,9
,,	Savanna	21	20	19	18	19	23		220	2,13	95,5	96,4	29,9

Acrescentamos abaixo as P.H.E. do tandem com 15 rolos de Caimãs, Jamaica (ISJ, 1938, p. 36):

	Esmagador	*1.ª M.*	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*
P.H.E. em t/dm²	19,2	18,7	14,6	19,9	21,2

QUADRO 10.4 *a*

Variação da extração em função da pressão

	P.H.S. em t/dm²				
	Esmagador	*Média das 3 moendas*	*Extração*	*Caldo perdido % de fibra*	*Preparação do bagaço*
1.º ensaio	14,1	16,2	92,6	49,7	Média
2.º "	12,2	14,1	92	54,3	Medíocre
3.º "	10,7	11,8	90,4	65,2	Má
4.º "	9,4	9,8	88,7	73,4	Péssima

P.H.E.

Em Cuba, pensava-se que o aumento de extração obtido além duma P.H.E. de 18 a 22 t/dm², ou melhor, além de 20 t/dm², não compensava o excedente de despesas e de desgaste decorrente.

A firma Farrel, nos Estados Unidos (TSJ, dezembro 1962, p. 31), adota uma pressão máxima de 24 t/dm², o que, em medidas americanas, significa um pouco mais de 2 t por pé de largura e por polegada de diâmetro do rolo.

Na Austrália (QSSCT, 30.º C., p. 103) considera-se que o aumento de extração além de 29 a 33 t/dm², ou melhor, 30 a 32 t/dm², fica muito fraco, enquanto a potência exigida aumenta significativamente, e que estes valores formam um limite prático que não deve ser ultrapassado.

De nossa parte, pensamos:

1.º Que é absolutamente necessário atingir 5 t/dm² no esmagador e 15 t/dm² nas moendas, porém, às vezes, não se podem alcançar estes valores por motivos de resistência do material e falta de vapor (caso possível nas usinas muito velhas).

2.º É nitidamente vantajoso atingir 8 t/dm² no esmagador e 20 t/dm² nas moendas, se o material e o balanço térmico da usina o permitem.

3.º Que pode ainda ser interessante atingir até 15 t/dm² no esmagador, 25 t/dm² nas moendas, com exceção da última, e 28 a 30 t/dm² na última moenda, se o material foi construído com resistência suficiente para estes valores e quando se dispõe ainda, como ocorre geralmente, duma ampla margem de segurança no consumo de vapor das moendas.

Escala das pressões no tandem

É conveniente aumentar a pressão hidráulica da 1.ª à última moenda ou diminuí-la?

Na prática, encontra-se geralmente o primeiro método. Corresponde à idéia de que uma moenda deve prensar mais do que as precedentes, para extrair o que não foi possível extrair antes dela.

Porém, os partidários do segundo método observam que é principalmente a embebição que age, bem mais que as pressões muito altas, e que, para torná-la

eficiente, é preciso preparar a cana da melhor maneira possível a partir das primeiras unidades.

Dos quadros sinóticos fornecidos por Maxwell, extraem-se as seguintes escalas de P.H.E., em t/dm². (*N* = número de rolos do tandem; *s* = número de usinas tomadas como base para estabelecer a média.)

QUADRO 10.5

Escalas das P.H.E. de vários tandens e vários países

N	*País*	*s*	*1.º E.*	*2.º E.*	*1.ª M.*	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*	*5.ª M.*	*6.ª M.*	*7.ª M.*
11	Filipinas	1	16,1		28,4	28,5	28,6				
14	Havaí	6	11,5		24,6	24,8	26	26,7			
	Java	5	14,6		25,5	23,6	25,5	24,8			
	Filipinas	3	17,7		24,3	23	24,7	26			
15	Filipinas	2	21,7		23,5	23,8	27,5	27,8			
17	Havaí	1	17,1		28	25,3	23,4	22,8	25,2		
	Java	1	9,5		21,3	21,2	21,1	22,1	21,1		
19	Filipinas	1	14,3	14,3	19,9	21,1	22,8	23,4	23,4		
20	Havaí	1	15,7		24	24	24,2	19,4	20,9	26,7	
25	Filipinas	1	10,6	12,7	24,6	25,7	26,8	26,8	26,8	27,8	27,8

Acrescentamos as escalas das usinas que fornecem extrações elevadas em Maurício e em Bourbon.

QUADRO 10.6

Escala da P.H.E. de vários tandens em Maurício e Bourbon

País	*Usina*	*P.H.E. em t/dm²*							*Embebição % fibra*	*Açúcar % bagaço*	*Extração*	*Extração reduzida*	*Coeficiente de extração*
		1.ª M.	*2.ª* ,,	*3.ª* ,,	*4.ª* ,,	*5.ª* ,,	*6.ª* ,,	*7.ª* ,,					
Maurício	Union Flacq	19	19	19	19	19	19	23	210	1,74	96,1	96,3	29,3
,,	Beauchamp	22	23	23	23	24			228	1,63	96,6	96,9	25,0
,,	Highlands	23	20	20	21	21			239	1,63	96,8	96,7	26,1
Bourbon	La Mare	28	26	31	33	34			215	1,63	96,5	97,1	23,9
,,	Savanna	21	20	19	18	19	23		220	2,13	95,5	96,4	29,9

Acrescentamos abaixo as P.H.E. do tandem com 15 rolos de Caimãs, Jamaica (ISJ, 1938, p. 36):

	Esmagador	*1.ª M.*	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*
P.H.E. em t/dm²	19,2	18,7	14,6	19,9	21,2

Deste conjunto de dados obtêm-se as seguintes observações:

1.º As moendas esmagadoras recebem uma P.H.E. de mesmo valor que a das moendas comuns e muito superior à geralmente empregada nos esmagadores.

2.º Os tandens curtos são obrigados a ter pressões altas, enquanto para os tandens longos se podem, às vezes, permitir pressões consideravelmente mais fracas.

3.º As moendas intermediárias são, geralmente, menos carregadas, em especial a 2.ª, que deve receber o retorno do bagacilho.

4.º É na passagem da 2.ª para a 3.ª moenda que ocorre, geralmente, o maior aumento da pressão.

5.º A última moenda é, com freqüência, a mais carregada.

De nossa parte, aconselhamos as seguintes escalas, que também podem ser compreendidas como valores relativos para as usinas que não podem alcançar as cargas indicadas:

QUADRO 10.7

P.H.E. médias aconselhadas

Tandem com	*Esmagador*	*1.ª M.*	*2.ª M.*	*3.ª M.*	*4.ª M.*	*5.ª M.*	*6.ª M.*
14 rolos	14	26	24	27	30		
15 „		26	23	25	27	29	
18 „		25	22	24	25	26	28

Variação da pressão hidráulica em função do comprimento do tandem. — Acima já se observou que os tandens curtos são obrigados a possuir pressões hidráulicas altas, enquanto os tandens compridos podem repartir mais facilmente suas pressões hidráulicas, se o desejarem.

Com efeito, quanto mais comprido o tandem, menor a conveniência de aumentar a pressão hidráulica, porque o número das pressões e das embebições intervém para compensar rapidamente a perda ocasionada em cada moenda pela insuficiência da P.H.E.

Se a potência total a ser fornecida às moendas está limitada por uma razão ou outra, é possível reduzir a P.H.T. média F na razão inversa da raiz quadrada do número N de rolos do tandem:

$$\frac{F}{F'} = \frac{\sqrt{N'}}{\sqrt{N}} \tag{10.104}$$

Esta regra permite manter no tandem uma certa correspondência entre a potência total necessária para o tandem e sua capacidade (cf. pp. 219 e 271). É mais ou menos instintivamente seguida pelos engenheiros das moendas, com exceção dos do Havaí, onde se tira o máximo de cada moenda e onde a potência total necessária para o tandem é proporcional ao número de rolos ou de moendas.

11

VELOCIDADE DAS MOENDAS

VELOCIDADE LINEAR E VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

Fala-se, muitas vezes, da velocidade das moendas, sem outra precisão e com o risco de confundir duas coisas diferentes. Com efeito, existem duas maneiras de calcular esta velocidade:

a) Pela *velocidade periférica* dos rolos, isto é, a velocidade linear dum ponto do diâmetro médio dum rolo. Em geral, é calculada em metros/minuto, mais raramente em milímetros/segundo.

b) Pela *velocidade de rotação* dos rolos, isto é, o número de rotações efetuadas numa unidade de tempo. Geralmente é calculada em rotações/minuto.

Relação entre estas duas velocidades. — Tem-se:

$$v = \pi D n \tag{11.1}$$

v = velocidade periférica, em metros/minuto;
D = diâmetro médio dos rolos, em metro;
n = velocidade de rotação, em rotações/minuto.

Donde:

$$n = \frac{v}{\pi D} \tag{11.2}$$

Emprego das duas velocidades. — Falando-se da velocidade das moendas, deve-se usar a velocidade periférica v ou a velocidade de rotação n?

A tendência geral é utilizar sobretudo v, que marca a velocidade de progressão da cana no condutor de cana e do bagaço nos condutores intermediários e nas próprias moendas.

Entretanto, vários autores atribuem mais importância à velocidade de rotação do que à velocidade periférica. Onde está a verdade?

Esta discussão está longe de ser acadêmica. Interessa diretamente não só ao fabricante, como também a quem utiliza as moendas. Ainda está muito longe de ser concluída e será difícil dar uma resposta nítida.

O problema é importante principalmente por causa da influência da velocidade sobre a extração. E de duas maneiras:

1.º No plano teórico, é importante saber qual o fator responsável, porque a resposta nos permite aprofundar nos segredos da moenda e conhecê-los melhor.

2.º No plano prático, porque as moendas não possuem todas a mesma dimensão. Se Paulo possui uma moenda com 610 mm de diâmetro de rolos e Pedro uma moenda com 1 065 mm, é evidente que cada um chegará a conclusões muito diferentes, dependendo do limite duma boa extração ser alcançado por volta de 6 rpm ou por volta de 15 m/min:

Sendo: $n_M = 6$ rpm
- para Paulo: $v = 11{,}5$ m/min
- „ Pedro: $v = 20$ „

Sendo: $v_M = 15$ m/min
- para Paulo: $n = 7{,}83$ rpm.
- „ Pedro: $n = 4{,}49$ „

Com tais diferenças, é lícito perguntar por que a experiência mundial ainda não trouxe a resposta ao problema. Isto se deve a vários motivos e, principalmente, aos seguintes: *a*) A maioria dos tandens não tem possibilidade de atingir estas velocidades-limite e, portanto, não pode levar a nenhuma conclusão. *b*) A extração depende de muitos outros fatores, além da velocidade, os quais não são eliminados facilmente e que complicam o quadro. *c*) A construção das moendas não permite uma variação fácil da velocidade, sem variar ao mesmo tem-

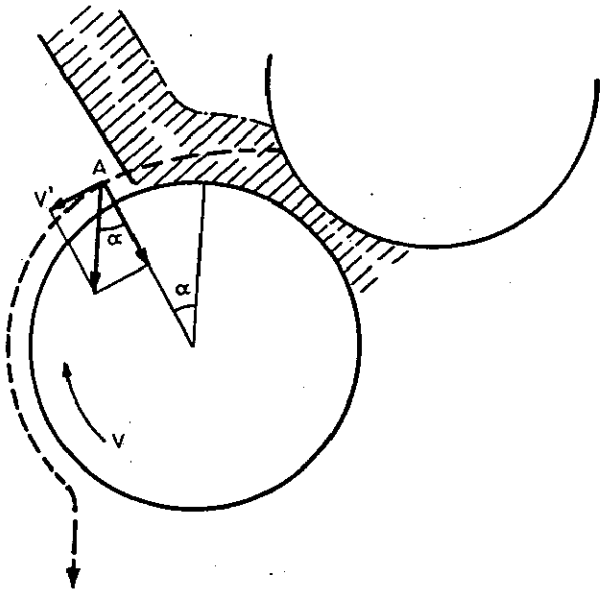


FIG. 11.1. — Escoamento do caldo extraído.

po a tonelagem, fator importante e suscetível de falsificar na sua totalidade as conclusões.

De qualquer modo, não conhecemos nenhuma experiência realizada neste sentido em escala industrial.

Portanto, é necessário resignar-se, observando que, sob o ponto de vista do fabricante, o problema é o de decidir se ele produz suas moendas de modo que a velocidade máxima utilizável seja o limite n_M, em número de rotações, ou o limite v_M, em metros/minuto. Pelo raciocínio procuram-se os fatores que intervêm e o modo pelo qual agem sobre os dois tipos de velocidade.

Primeiramente, deve-se considerar o comprimento do trajeto a ser percorrido pelo caldo para se liberar do bagaço, assim como a espessura de bagaço a ser atravessada. Na figura 11.1 observa-se, de imediato, que o comprimento do trajeto depende só da escala da figura, ou, em outras palavras, do diâmetro do rolo. A espessura do bagaço depende da espessura da camada, a qual, como se sabe (cf. p. 151), deve ser, em igualdade de circunstâncias, proporcional ao diâmetro. Ora, o diâmetro varia conforme v/n (cf. fórm. 11.1). Portanto, adotando como limite fixo n_M, a dificuldade de extração proveniente do comprimento do trajeto do caldo no bagaço e da espessura do bagaço a ser atravessado, será proporcional a v. Adotando como limite fixo uma velocidade linear máxima v_M, esta dificuldade será, pelo contrário, inversamente proporcional ao número de rotações decorrentes. Portanto, este fator duplo designa muito nitidamente a velocidade linear v como o agente a ser considerado, porém não parece constituir um fator de real importância.

Em seguida, deve-se considerar o tempo de que dispõe o caldo para percorrer este trajeto e sair do bagaço, transpondo de novo a camada no sentido inverso de seu movimento. É um fator que parece muito importante. Ora, ele está sob a dependência única da velocidade linear v. Este é, com certeza, o melhor argumento a favor da predominância de v sobre n. Quanto mais alta for a velocidade v, maiores serão as dificuldades encontradas pelo caldo para transpor a corrente do bagaço e mais tempo ele ficará preso no bagaço comprimido no momento em que sua permeabilidade cai praticamente a zero (cf. p. 157).

Finalmente, há a dificuldade de extração proveniente da película de caldo aderente ao rolo e arrastada por ele, tanto no caso do caldo já escoado e reconduzido pelo rolo para a camada, como tratando-se do caldo que ainda está na camada, já com dificuldade de transpô-la e cujo arrastamento pela superfície do rolo impede o escoamento (trata-se apenas da película em contato com o rolo, senão se cairia outra vez no fator precedente, já examinado).

Ora, a quantidade total do caldo é proporcional ao volume da camada, ou seja:

$$Q = \lambda \cdot LDHn \tag{11.3}$$

Q = quantidade de caldo na unidade de tempo;

L = largura dos rolos;

D = diâmetro dos rolos;

H = altura da camada de cana ou bagaço chegando à moenda;

n = velocidade de rotação dos rolos;

λ, λ_1, λ_2, λ_3, ... = quaisquer coeficientes numéricos.

A proporção deste caldo, sujeito a ser desviado pela aderência à superfície do rolo, tem como valor:

$$q = \lambda_1 \cdot LDn \tag{11.4}$$

e a dificuldade de se obter uma boa extração cresce, então, como:

$$\frac{q}{Q} = \frac{\lambda_2}{H} \quad \text{isto é:} \quad \frac{\lambda_3}{D} \tag{11.5}$$

Ela seria simplesmente maior para as pequenas moendas do que para as grandes, o que corresponde realmente a uma opinião bastante difundida. Isto não facilita o problema.

Entretanto, Murry (p. 174) tentou esclarecer o problema com um estudo dos vários resultados obtidos por Bullock e por ele mesmo e foi levado à conclusão da predominância de v sobre n. Os três fatores examinados antes tendem a confirmar esta conclusão, com exceção do último, o que deveria levar-nos a exigir um pouco mais das moendas grandes (cf. fórm. 11.5).

Vejamos a incidência de cada um dos dois princípios opostos.

a) Admitindo que o fator-limite seja v, adota-se uma velocidade-limite v_M e fabricam-se as moendas de modo que não seja ultrapassada. Então, sua capacidade varia como:

$$A = \lambda \,.\, L \,.\, nD \,.\, H = \lambda_1 \,.\, LH \text{ (já que } v = \pi\, nD = Cte) = \lambda_2 \,.\, LD \tag{11.6}$$

Ora, o preço das moendas, como o dos rolos de substituição, cresce bem mais depressa que o produto LD, e quase tanto quanto LD^2. Com outras palavras, o preço por quilograma diminui muito pouco, quando suas dimensões aumentam. Portanto, as moendas grandes seriam mais caras do que as pequenas por t de cana moída:

$$\frac{\text{Preço}}{\text{Tonelagem moída}} = \frac{\lambda_3 \cdot LD^2}{\lambda_2 \cdot LD} = \lambda_4 \cdot D \tag{11.7}$$

b) Admitindo que o fator-limite seja n, adotamos uma velocidade de rotação limite n_M. A capacidade das moendas varia desta maneira:

$$A = \lambda \,.\, L \,.\, nD \,.\, H = \lambda_1 \,.\, LDH \text{ (já que } n = Cte) = \lambda_2 \,.\, LD^2 \tag{11.8}$$

e o preço das moendas por t de cana moída é constante e continua proporcional à sua capacidade, o que parece muito lógico.

Se os dois primeiros fatores, assim como as conclusões de Murry, são um pouco contrários a este último sistema, o nosso terceiro fator é, entretanto, encorajante, pois, se a perda na extração é inversamente proporcional a D (fórm. 11.5), pode-se pensar em elevar nosso limite v_M com D. Indo até à proporcionalidade, isto significa exatamente passar da lei $v_M = Cte$ à lei $n_M = Cte$ (cf. fórm. 11.2).

po a tonelagem, fator importante e suscetível de falsificar na sua totalidade as conclusões.

De qualquer modo, não conhecemos nenhuma experiência realizada neste sentido em escala industrial.

Portanto, é necessário resignar-se, observando que, sob o ponto de vista do fabricante, o problema é o de decidir se ele produz suas moendas de modo que a velocidade máxima utilizável seja o limite n_M, em número de rotações, ou o limite v_M, em metros/minuto. Pelo raciocínio procuram-se os fatores que intervêm e o modo pelo qual agem sobre os dois tipos de velocidade.

Primeiramente, deve-se considerar o comprimento do trajeto a ser percorrido pelo caldo para se liberar do bagaço, assim como a espessura de bagaço a ser atravessada. Na figura 11.1 observa-se, de imediato, que o comprimento do trajeto depende só da escala da figura, ou, em outras palavras, do diâmetro do rolo. A espessura do bagaço depende da espessura da camada, a qual, como se sabe (cf. p. 151), deve ser, em igualdade de circunstâncias, proporcional ao diâmetro. Ora, o diâmetro varia conforme v/n (cf. fórm. 11.1). Portanto, adotando como limite fixo n_M, a dificuldade de extração proveniente do comprimento do trajeto do caldo no bagaço e da espessura do bagaço a ser atravessado, será proporcional a v. Adotando como limite fixo uma velocidade linear máxima v_M, esta dificuldade será, pelo contrário, inversamente proporcional ao número de rotações decorrentes. Portanto, este fator duplo designa muito nitidamente a velocidade linear v como o agente a ser considerado, porém não parece constituir um fator de real importância.

Em seguida, deve-se considerar o tempo de que dispõe o caldo para percorrer este trajeto e sair do bagaço, transpondo de novo a camada no sentido inverso de seu movimento. É um fator que parece muito importante. Ora, ele está sob a dependência única da velocidade linear v. Este é, com certeza, o melhor argumento a favor da predominância de v sobre n. Quanto mais alta for a velocidade v, maiores serão as dificuldades encontradas pelo caldo para transpor a corrente do bagaço e mais tempo ele ficará preso no bagaço comprimido no momento em que sua permeabilidade cai praticamente a zero (cf. p. 157).

Finalmente, há a dificuldade de extração proveniente da película de caldo aderente ao rolo e arrastada por ele, tanto no caso do caldo já escoado e reconduzido pelo rolo para a camada, como tratando-se do caldo que ainda está na camada, já com dificuldade de transpô-la e cujo arrastamento pela superfície do rolo impede o escoamento (trata-se apenas da película em contato com o rolo, senão se cairia outra vez no fator precedente, já examinado).

Ora, a quantidade total do caldo é proporcional ao volume da camada, ou seja:

$$Q = \lambda \cdot LDHn \qquad (11.3)$$

Q = quantidade de caldo na unidade de tempo;

L = largura dos rolos;

D = diâmetro dos rolos;

H = altura da camada de cana ou bagaço chegando à moenda;

n = velocidade de rotação dos rolos;

$\lambda, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \ldots$ = quaisquer coeficientes numéricos.

A proporção deste caldo, sujeito a ser desviado pela aderência à superfície do rolo, tem como valor:

$$q = \lambda_1 \cdot LDn \tag{11.4}$$

e a dificuldade de se obter uma boa extração cresce. então, como:

$$\frac{q}{Q} = \frac{\lambda_2}{H} \quad \text{isto é:} \quad \frac{\lambda_3}{D} \tag{11.5}$$

Ela seria simplesmente maior para as pequenas moendas do que para as grandes, o que corresponde realmente a uma opinião bastante difundida. Isto não facilita o problema.

Entretanto, Murry (p. 174) tentou esclarecer o problema com um estudo dos vários resultados obtidos por Bullock e por ele mesmo e foi levado à conclusão da predominância de v sobre n. Os três fatores examinados antes tendem a confirmar esta conclusão, com exceção do último, o que deveria levar-nos a exigir um pouco mais das moendas grandes (cf. fórm. 11.5).

Vejamos a incidência de cada um dos dois princípios opostos.

a) Admitindo que o fator-limite seja v, adota-se uma velocidade-limite v_M e fabricam-se as moendas de modo que não seja ultrapassada. Então, sua capacidade varia como:

$$A = \lambda \,.\, L \,.\, nD \,.\, H = \lambda_1 \,.\, LH \text{ (já que } v = \pi\, nD = Cte) = \lambda_2 \,.\, LD \tag{11.6}$$

Ora, o preço das moendas, como o dos rolos de substituição, cresce bem mais depressa que o produto LD, e quase tanto quanto LD^2. Com outras palavras, o preço por quilograma diminui muito pouco, quando suas dimensões aumentam. Portanto, as moendas grandes seriam mais caras do que as pequenas por t de cana moída:

$$\frac{\text{Preço}}{\text{Tonelagem moída}} = \frac{\lambda_3 \cdot LD^2}{\lambda_2 \cdot LD} = \lambda_4 \cdot D \tag{11.7}$$

b) Admitindo que o fator-limite seja n, adotamos uma velocidade de rotação limite n_M. A capacidade das moendas varia desta maneira:

$$A = \lambda \,.\, L \,.\, nD \,.\, H = \lambda_1 \,.\, LDH \text{ (já que } n = Cte) = \lambda_2 \,.\, LD^2 \tag{11.8}$$

e o preço das moendas por t de cana moída é constante e continua proporcional à sua capacidade, o que parece muito lógico.

Se os dois primeiros fatores, assim como as conclusões de Murry, são um pouco contrários a este último sistema, o nosso terceiro fator é, entretanto, encorajante, pois, se a perda na extração é inversamente proporcional a D (fórm. 11.5), pode-se pensar em elevar nosso limite v_M com D. Indo até à proporcionalidade, isto significa exatamente passar da lei $v_M = Cte$ à lei $n_M = Cte$ (cf. fórm. 11.2).

É inútil ir tão longe, por causa da importância dos primeiros argumentos, e conclui-se: Pelos motivos que se relacionam tanto à eficiência (extração) quanto à economia (rentabilidade) das moendas, não se pode adotar inteiramente como limite nem a velocidade linear v, nem a velocidade de rotação n, porém um compromisso entre estes dois fatores.

Consciente ou instintivamente, todos os fabricantes admitem mais ou menos esta concessão. Porém, o único por nós conhecido que a calculou é a firma Cail, que dá às suas moendas uma velocidade máxima, estabelecida pela fórmula:

$$n_M = 6{,}37 - 1{,}835D \qquad (11.9)$$

n_M = velocidade máxima de rotação dos rolos, em rpm;

D = diâmetro dos rolos, em metro.

Ela está de acordo com nossas conclusões, pois calcula que, como as moendas grandes custam relativamente menos por TC moída, é suficiente elevar um pouco mais sua extração às custas de sua capacidade, para assegurar-lhes uma maior rentabilidade e proporcionar melhor o esforço financeiro de investimento ao rendimento financeiro do material.

Esta fórmula estabeleceu as seguintes velocidades para os rolos de uma moenda:

610 mm de diâmetro, uma velocidade máxima: n_M = 5,25 rpm

1 065 „ „ „ „ „ „ : n_M = 4,42 „

Esta fórmula, já antiga, está um pouco ultrapassada pela técnica atual e propomos adotar a seguinte lei:

$$v_M = 8 + 8D \qquad (11.10)$$

v_M = velocidade linear máxima a ser adotada, em metros/minuto;

D = diâmetro dos rolos, em metro.

Ou, em outros termos:

$$n_M = 2{,}55 + \frac{2{,}55}{D} \qquad (11.11)$$

n_M = velocidade de rotação máxima a ser adotada, em rpm.

Esta lei fornece as velocidades-limite econômicas, expressas pelas curvas das figuras 11.2 e 11.3.

As moendas com auto-regulagem da Fives-Lille Cail são previstas para velocidades correspondendo à fórmula:

$$n_M = \sqrt{67 - 21{,}4\,D^2}$$

n = velocidade de rotação, em rpm (n_M = velocidade máxima);

D = diâmetro médio dos rolos, em metro.

A curva correspondente $n = f(D)$, ao contrário daquela da figura 11.3, é côncava em direção à origem O das coordenadas.

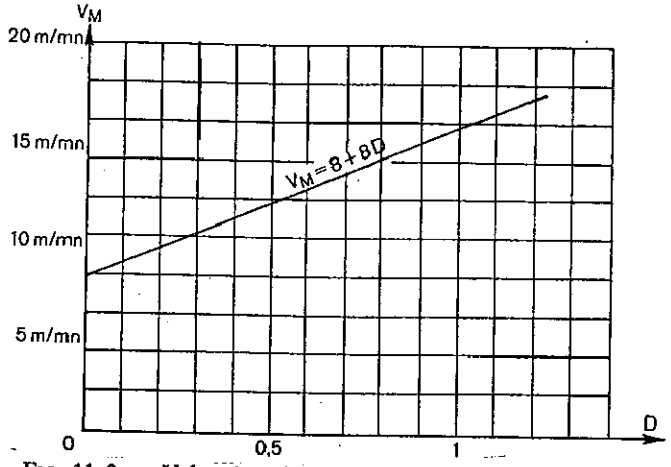


FIG. 11.2 — Valor da velocidade máxima v_M, seguindo a lei:

$$v_M = 8 + 8\,D.$$

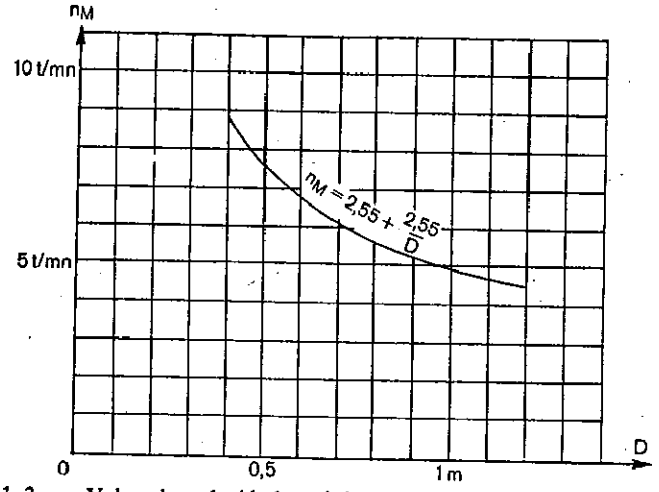


FIG. 11.3 — Valor da velocidade máxima de rotação n_M, seguindo a lei:

$$n_M = 2{,}55 + \frac{2{,}55}{D}$$

VELOCIDADES MÁXIMAS EMPREGADAS

A literatura técnica é pobre no que se refere às velocidades máximas alcançadas na prática. Entretanto, como a maioria das usinas se acha, periodicamente, ameaçada por uma tonelagem crescente, alcançando ou ultrapassando a capacidade de suas moendas, o problema fatalmente se apresenta à grande maioria.

Para um grande número, foi suficiente ir ao máximo permitido pelo material, máximo muitas vezes bastante abaixo dos limites por nós fornecidos. De outro lado, em certas usinas recentes foi prevista a possibilidade de aproximá-los destes limites.

Por exemplo, em Central Plata, Porto Rico (TSJ, janeiro 1959, p. 53), o tandem, formado por 2 navalhas, um shredder Searby e 21 rolos de 889 × 1 675 mm, moía 200 TCH a uma velocidade $n = 7$ rpm, ou seja $v = 19{,}5$ m/min, com uma extração normal (aproximadamente compreendida entre 94 e 95%). Atualmente, adotam-se com freqüência velocidades periféricas de cerca de 18 a 20 m/min. Alcançaram-se até 24 m/min (cf. p. 178).

Tromp (p. 162) deu uma velocidade limite:

$$v_M = 18D \tag{11.12}$$

o que significa:

$$n_M = 5{,}73 \text{ rpm} \tag{11.13}$$

Na Louisiana (TSJ, outubro 1961, p. 29) ter-se-ia encontrado um limite prático, expresso em velocidade periférica, de: $v_M = 16$ m/min, porém este limite, provavelmente, poderia ter sido dado também em rpm, levando em conta que a usina standard na Louisiana é equipada com moendas com rolos de 864 mm de diâmetro, o que vem a ser $n_M = 6$ rpm.

Constatamos, pessoalmente, em nossa usina de Grand Bois, que a diminuição da extração aumentava de modo significativo por volta de $n = 6{,}25$ rpm, para rolos de $D = 810$ mm.

VELOCIDADES HABITUAIS EMPREGADAS

Conforme foi indicado acima, a maioria das usinas fica aquém destas velocidades extremas, para não correr o risco de prejudicar sua extração. Trabalha-se, por exemplo, a 5 rpm com rolos de cerca de 800 mm. É evidente que a extração só pode melhorar à medida que se trabalha mais lentamente. Porém, um bom emprego econômico do material exige a aproximação dos limites, prudentes aliás, por nós indicados (fórms. 11.10 e 11.11). Desejando reservar uma pequena margem de segurança, podem-se considerar como excelentes velocidades econômicas industriais:

$$n_E = 2{,}4 + \frac{2{,}4}{D} \qquad v_E = 7{,}5 + 7{,}5D \tag{11.14}$$

n_E = velocidade de rotação econômica recomendada, em rpm;
v_E = velocidade periférica econômica recomendada, em metros/minuto;
D = diâmetro dos rolos, em metro.

ESCALA DAS VELOCIDADES

Como devem ser feitas as variações das velocidades nos tandens, do esmagador à última moenda?

Antigamente, distinguiam-se dois métodos:

1.º A escola javanesa, que era partidária de velocidades baixas, diminuindo da 1.ª à última moenda.

2.º A escola havaiana, na qual as velocidades eram mais rápidas, aumentando da 1.ª à última moenda.

A escola javanesa desapareceu e esta distinção possui apenas um interesse acadêmico. Hoje em dia, adotam-se, quase sempre, ou a mesma velocidade de uma ponta à outra do tandem, ou velocidades crescentes.

Na realidade, é sobretudo uma questão de regulagem e é difícil ver o interesse que pode haver em adotar velocidades crescentes, iguais ou decrescentes: o aumento obtido na diminuição da espessura da camada de bagaço é mais ou menos compensado pelo aumento de velocidade periférica, ou inversamente. *A priori*, a solução mais simples parece ser aquela que der uma velocidade uniforme a todas as moendas do tandem.

Porém, a tendência americana, solução mais fácil, dominou, provavelmente como uma segurança contra os possíveis erros de regulagem e contra os engasgos acidentais no início do tandem. Acredita-se que, aumentando um pouco mais a velocidade das últimas moendas, estas são capazes de absorver com mais facilidade o bagaço fornecido pelas moendas precedentes. Com efeito, o ângulo de pega do bagaço melhora, quando a velocidade aumenta, já que a espessura da camada diminui correlativamente.

Retorno do bagacilho. — Entretanto, é preciso ter em conta o retorno do bagacilho, que representa, muitas vezes, 20 a 25% do peso da cana que entra na moenda. A moenda que recebe uma sobrecarga semelhante, deve estar, em conseqüência, aparelhada de uma maneira conveniente. Normalmente é a 2.ª moenda. Portanto, esta deve receber uma carga hidráulica menor e, ao mesmo tempo, possuir uma velocidade suficiente; e, evidentemente, estes fatores devem ser considerados, para sua regulagem.

Observa-se, todavia, que não é prejudicada pela totalidade dos 20% de retorno de bagaço. Por exemplo, se há 5 moendas e se as quantidades de fibra do bagacilho, relacionadas à cana, para uma fibra $f = 0{,}137$ e proveniente de cada moenda, são:

Da 1.ª moenda	0,010
„ 2.ª „	0,009
„ 3.ª „	0,004
„ 4.ª „	0,002
„ 5.ª „	0,001
	0,026

as quantidades de fibra atravessando cada moenda num espaço de tempo dado, se o retorno se produz na 2.ª moenda, estão na seguinte relação:

Para a	1.ª	moenda	137,	ou seja,	100
„ „	2.ª	„	153	„ „	112
„ „	3.ª	„	144	„ „	105
„ „	4.ª	„	140	„ „	102
„ „	5.ª	„	138	„ „	101.

Isto deve ser levado em conta. Apesar desta consideração, a velocidade da 2.ª moenda continua, muitas vezes, a mais baixa do tandem.

ACIONAMENTOS COMBINADOS

É nos tandens com acionamentos combinados que a questão da escala de velocidades se impõe com mais intensidade. Quando há 11 ou 14 rolos acionados pela mesma máquina a vapor, não é mais possível fazer variar as velocidades relativas das várias moendas.

Este caso se torna cada vez mais raro, por causa da difusão dos acionamentos individuais por motor elétrico ou por turbina. Os fabricantes franceses conservam, normalmente, neste caso, a mesma velocidade para todas as moendas, para manter a simetria, castelos e engrenagens padrão. Os americanos preferem fazer variar as engrenagens para obter velocidades crescentes da 1.ª à última moenda. Tromp (p. 203) cita um tandem com 11 rolos, no qual os pinhões secundários, acionando os rodetes das 3 moendas, tinham, respectivamente, 22, 23 e 24 dentes. Este sistema, conforme o autor, teria dado bons resultados.

Quando se deseja manter as mesmas dimensões de dentes nas engrenagens e os mesmos intervalos entre moendas, pode-se modificar as relações, conservando, ao mesmo tempo, o mesmo número de dentes para: rodete + pinhão. Por exemplo, 3 conjuntos de: 83 × 22, 82 × 23 e 81 × 24 dentes.

Laredo, no Peru (S. y A., agosto 1964, p. 34), modificando sua moenda de 760 × 1.530 mm, acionada por motores elétricos de 1.000 rpm, através de redutores 1 : 42,5, fazia acionar os rodetes de 104 dentes de cada moenda por pinhões de, respectivamente:

1.ª	moenda	21	dentes	n = 4,725	rpm	v = 11,31	m/min	
2.ª	„	20	„	n = 4,50	„	v = 10,77	„	
3.ª	„	22	„	n = 4,95	„	v = 11,85	„	
4.ª	„	24	„	n = 5,40	„	v = 12,93	„	
5.ª	„	24	„	n = 5,40	„	v = 12,93	„	
6.ª	„	26	„	n = 5,85	„	v = 14	„	

Outros bons exemplos de escalas de velocidades estão nos quadros 5.2 e 5.3.

12

CAPACIDADE DAS MOENDAS

DEFINIÇÃO

A capacidade dum tandem de moendas é a quantidade de cana que este tandem é capaz de moer na unidade de tempo.

Geralmente, é calculada em toneladas de cana por hora (TCH). Os norte-americanos calculam-na, muitas vezes, em toneladas de cana por dia (TCD).

A equivalência entre estas duas medidas é menos imediata do que se poderia imaginar. Com efeito, a tonelagem por hora supõe que o tandem trabalhou sem parar durante esta hora considerada, o que ocorre, em geral; este cálculo é fácil de se obter, dividindo no fim da safra a tonelagem moída pelo número de horas de trabalho das moendas: com efeito, subtraem-se sempre as paradas e os enguiços.

Pelo contrário, a tonelagem por dia é obtida dividindo a tonelagem moída pelo número de dias da safra, sem subtrair pequenas paradas. Ora, se uma hora de trabalho, sem enguiços, é a regra geral e se muitos boletins cotidianos consideram o trabalho contínuo sobre 24 horas, uma safra não passa sem algumas paradas de 10 ou 20 minutos. Segue-se que, mesmo levando em consideração exata os dias de trabalho na semana (5,83, 6,25 etc.) as TCD não correspondem a 24 vezes as TCH.

Uma usina bem administrada deve apenas ter enguiços (paradas das moendas) durante cerca de 1% de seu tempo de trabalho. Baseando-se neste valor médio, transformam-se as TCH em TCD, multiplicando por 23,75.

$$A = x \text{ TCH} = 23{,}75\ x \text{ TCD} \qquad (12.1)$$

FATORES DETERMINANTES DA CAPACIDADE

Há um grande número de fatores, dos quais os seguintes são os mais importantes:

1.º **Fibra** da cana. Enquanto o volume apresentado ao esmagador não depende da fibra, sua resistência ao trabalho dos rolos é mais ou menos proporcional à fibra e a espessura da camada comprimida de bagaço do lado da saída será ainda mais proporcional à fibra, para uma mesma P.H.R.

2.º **Dimensões e velocidades dos rolos.** Evidentemente, a quantidade de bagaço é proporcional ao produto da espessura da camada de bagaço pela superfície descrita na unidade de tempo por uma geratriz do rolo, ou seja: $H.L.nD$. Como H deve ser proporcional a D, a tonelagem deve variar aproximadamente como $L \ . \ nD^2$ e observa-se que é proporcional à velocidade e à largura, mas também ao quadrado do diâmetro dos rolos.

3.º **Número de rolos.** Um fator menos evidente e, entretanto, bastante importante, é o número de moendas. *A priori*, sua influência é de se estranhar: se uma certa quantidade de bagaço atravessa uma 1.ª moenda, quando esta é, por exemplo, seguida por 5 outras, por que esta quantidade não atravessaria tão bem se a moenda fosse seguida por apenas 4 ou 3 outras, em vez de 5? Neste ponto intervém a extração mínima admissível: num tandem curto, em igualdade de circunstâncias, é necessário diminuir a espessura da camada de bagaço, para obter uma extração conveniente; pelo contrário, num tandem comprido é possível aumentá-la, à medida que o tandem é mais comprido.

4.º **Preparação da cana.** Já foi visto como as navalhas e os shredders melhoram a capacidade.

Além destes fatores primordiais, outros exercem influência:

5.º **Embebição.** Quanto mais alta for a embebição, mais as moendas encontram dificuldade para pegar o bagaço, em particular quando a embebição é efetuada com água quente.

6.º **Ranhuras.** A textura do metal, a forma e a profundidade das ranhuras influem na pega dos rolos; os messchaerts representam um papel importante na entrada.

7.º **Pressão hidráulica.** As moendas absorvem com mais facilidade o bagaço, quando são menos carregadas.

8.º **Emprego de aparelhos alimentadores.** Os rolos de alimentação por cima e, sobretudo, os press-rolls de alimentação por baixo, os empurradores e os alimentadores com pressão contínua permitem o aumento da tonelagem em proporções às vezes bastante consideráveis.

9.º **Aperfeiçoamento e estado de conservação do material.** As moendas modernas possuem vários aperfeiçoamentos que melhoram sua capacidade. De outro lado, o desgaste das ranhuras, dos rolos, das superfícies de fricção, em particular na pressão hidráulica, podem prejudicar o bom funcionamento da moenda.

10.º **Pessoal.** Enfim, o valor do pessoal encarregado da regulagem e da manutenção das moendas é um fator imponderável, porém muito importante.

FÓRMULAS DE CAPACIDADE PROPOSTAS

Seja:

A = capacidade do tandem, em TCH;
f = fibra da cana em relação à unidade;
L = largura dos rolos, em metros;
D = diâmetro dos rolos, em metro;
n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;
N = número de rolos do tandem;
N_1 = número de moendas do tandem;
N_2 = número de pressões fornecidas pelo tandem (1 moenda = 2 pressões).

Observa-se que Af = capacidade do tandem em toneladas de fibra por hora (TFH).

Noël Deerr (p. 219) propôs:

$$A = \frac{0{,}526 N_1 L^2 D^2}{f} \tag{12.2}$$

Esta fórmula, já antiga, dá valores geralmente fracos demais e não leva em conta a velocidade. De outro lado, é difícil compreender como a largura dos rolos poderia intervir ao quadrado.

Maxwell (p. 299) propôs:

$$A = \frac{0{,}54 N_2 LD}{f} \tag{12.3}$$

fórmula que não leva em consideração a velocidade e supõe uma espessura constante da camada de bagaço, independente do diâmetro dos rolos, ou então uma velocidade periférica constante, estabelecida para todos os diâmetros.

Na Índia, Nayar e Pillay (ISJ, 1943, p. 190) sugeriram uma fórmula análoga:

$$A = 2{,}67 NLD \tag{12.4}$$

Parr (ISJ, 1935, p. 355) estabeleceu:

$$A = 14\sqrt{N} \cdot LD^2 \tag{12.5}$$

Nota-se um grande progresso, porém sem consideração da velocidade, e a fibra não é mais levada em conta.

Tromp (p. 165) propõe:

BIBLIOTECA
Gen. A. Navarro Cerr
SERTÃOZINHO

$$A = 126 \frac{cN_2LD^2}{B} \tag{12.6}$$

para a velocidade máxima, que ele calcula em 5,73 rpm, o que corresponde a:

$$A = 22 \frac{cnN_2LD^2}{B} \tag{12.7}$$

c = coeficiente levando em consideração navalhas e shredders = 1,25 a 1,1;

B = peso do bagaço % de cana.

Esta última fórmula é a mais completa, mas ainda apresenta dois inconvenientes: *a*) o número de pressões exerce uma influência grande demais, de modo que os valores obtidos são pequenos demais para os tandens curtos; *b*) a proporção de bagaço % de cana é um fator menos preciso que a fibra, em particular para os projetos.

FÓRMULA DE GASPAR

Gaspar, nas Filipinas, (XI C. ISSCT, p. 1091), fez adotar nesse país a seguinte fórmula de capacidade:

$$A = 0{,}725cLD^2\left(1 + \frac{0{,}8}{D}\right)n(1{,}36 - 0{,}1n)N\left(5{,}32 - 20f - \frac{0{,}23}{f}\right) \tag{12.8}$$

onde as letras têm o mesmo valor que acima.

Na realidade, seu cálculo é efetuado com a ajuda de tabelas, que foram por nós transformadas em fatores complexos introduzidos na fórmula acima. Além destes fatores, Gaspar leva em consideração a extração alcançada e a corrige, dependendo desta extração ser superior ou inferior à extração padrão, dada num quadro com entrada dupla: D e N.

Além disso, impõe os seguintes limites:

$$2{,}5 \leqslant n \leqslant 6{,}5$$

$$c \leqslant 1{,}30$$

$$N \leqslant 22$$

Além destes limites, ele conserva no fator c, n ou N o valor que é seu limite.

Esta fórmula foi muito elaborada. Porém, possui ainda vários defeitos:

1.º O limite inferior de 2,5 rpm para n não exerce uma influência tão marcante. Por outro lado, os três limites superiores indicados correspondem muito bem à realidade.

2.º As pequenas moendas são favorecidas por causa do fator corretivo chamado G, de Gaspar, e que foi traduzido por: $1 + \frac{0{,}8}{D}$. Nunca constatamos uma tal vantagem a seu favor.

3.º A escolha de N para marcar a influência do comprimento do tandem desfavorece os tandens curtos. Um tandem com 22 rolos não possui uma capacidade dupla, como um tandem semelhante com 11 rolos.

4.º A influência da fibra não nos parece corresponder a uma função tão complexa. Gaspar supõe que o ótimo se produz para $f = 0{,}1075$ e adota a tabela seguinte, que completamos pela tabela clássica.

f	0,095	0,100	0,105	0,110	0,115	0,120	0,125	0,130	0,135	0,140	0,145	0,150	0,155	0,160
Coeficiente Gaspar	1	1,02	1,04	1,04	1,02	1	0,98	0,93	0,90	0,86	0,82	0,77	0,72	0,67
Coeficiente clássico	1,26	1,20	1,14	1,09	1,04	1	0,96	0,92	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77	0,75

Tomando para base $f = 0{,}12$ com coeficiente 1, ele atribui a $f = 0{,}11$ o coeficiente 1,04, contrastando com o clássico $\frac{12}{11} = 1{,}09$; a $f = 0{,}10$, o coeficiente 1,02, contrastando com 1,20; a $f = 0{,}095$, o coeficiente 1, contrastando com 1,26. Provavelmente, ele deseja marcar desta maneira a dificuldade às vezes encontrada em esmagar a cana muito macia. Esta dificuldade é real, porém depende mais da variedade que da fibra. Entretanto, esta observação pode ser justa, se bem que talvez tivesse sido mais exato não baixar o coeficiente para os valores de f inferiores a 0,105 e mantê-lo pelo menos constante.

Para as fibras acima de $f = 0{,}12$, ele favorece 0,125, mas em seguida reduz cada vez mais severamente até $f = 0{,}145$ e ainda mais severamente para os valores mais altos. Ora, se não ousamos tomar uma posição nítida no que se refere à fibra baixa, que não encontramos com freqüência, nunca constatamos que um teor de fibra alto ultrapasse seu próprio valor. Somos antes levados a considerar que uma cana com fibra $f = 0{,}15$ permitiria uma tonelagem um pouco superior a 80% da tonelagem possível de ser obtida com uma cana com fibra 0,12 e pudemos ler, várias vezes, constatações análogas de diversos países açucareiros.

A expressão corretiva de Gaspar seria mais ou menos:

$$\varphi = 5{,}32f - 20f^2 - 0{,}23 \qquad (12.9)$$

que passa por um máximo para $f = 0{,}133$ e fornece valores equivalentes para 0,123 e 0,143, por exemplo, ou para 0,113 e 0,153.

Se bem que estes resultados sejam inesperados, Gaspar chamou a atenção sobre o pouco interesse das fibras baixas para a capacidade. Isto deve ser levado em consideração.

5.º As extrações fornecidas pelo quadro das normas são muito inferiores ao que se pode obter normalmente com as capacidades encontradas sem correção.

FÓRMULA DA CAPACIDADE

Se bem que existam partidários de fórmulas do tipo Maxwell, em que o diâmetro entra com o expoente 1, é difícil escapar à lógica, que leva ao expoente 2. Chega-se ao expoente 1, supondo a espessura da camada de bagaço constante e independente do diâmetro. Ora, parte-se da hipótese lógica e necessária, segundo a qual esta espessura deveria ser proporcional ao diâmetro. Estabelece-se esta hipótese, servindo-se da fibra. O peso de fibra que passa em uma hora na moenda é igual a Af. Este peso é repartido sobre uma superfície S do rolo.

$$S = 60\pi Dn \cdot L$$

Portanto, é necessário:

$$\frac{Af}{S} = \frac{Af}{60\pi Dn \cdot L} = \lambda \cdot D$$

Donde:

$$A = \lambda \cdot \frac{nLD^2}{f} \tag{12.10}$$

Porém, a camada de bagaço que neste caso importa é a camada máxima compatível com um bom trabalho das moendas, sem engasgos. Esta camada-limite depende do coeficiente de fricção do bagaço contra o metal. Ora, as experiências de Bullock (pp. 169-171) na Austrália demonstraram que este coeficiente depende, por sua vez, da velocidade periférica e a média de suas experiências leva à fórmula seguinte:

$$\mu = 0{,}43 - 0{,}008v \tag{12.11}$$

μ = coeficiente de fricção bagaço-metal;

v = velocidade periférica da moenda, em m/min = πnD.

Levando em consideração este fator, a quantidade máxima de bagaço que será arrastada na moenda não é proporcional a v, isto é, a πnD, mas ao produto:

$$\pi nD(0{,}43 - 0{,}008\pi nD)$$

isto é:

$$nD(1 - 0{,}06nD) \tag{12.12}$$

Para levar em conta este fator corrigido, é preciso substituí-lo por nD e escrever conseqüentemente:

$$A = \lambda'' \cdot \frac{nLD^2}{f}(1 - 0{,}06nD) \tag{12.13}$$

fórmula que já leva em consideração a fibra, a velocidade e as dimensões dos rolos. Na equação do coeficiente λ'' ficam apenas dois fatores primordiais a serem esclarecidos:

a) Influência da preparação da cana.

b) Influência do comprimento do tandem.

De acordo com uma experiência efetuada na Central Azucarera (correspondência particular), o coeficiente prático de deslizamento verificado foi de $(1 - 0{,}07nD)$. Esta mesma experiência teria demonstrado a existência duma velocidade-limite de $v = 23$ m/min, acima da qual a tonelagem moída diminuiria.

Influência da preparação. — Já foi considerada, quando se falou das navalhas e dos shredders. É incluído um coeficiente especial e os valores dados, completos, são repetidos:

QUADRO 12.1

a) Para uma navalha:	c = 1,10 a 1,20, em média 1,15
b) Para duas navalhas:	c = 1,15 „ 1,25, „ „ 1,20
c) Para 2 navalhas seguidas por 1 shredder modelo Searby:	c = 1,25
d) Para 2 navalhas seguidas por 1 shredder modelo Maxwell:	c = 1,22

Influência do comprimento do tandem. — É o fator mais difícil de ser considerado, porque sua ação é indireta. Considera-se um tandem com 11 rolos, escolhido por ser o mais curto dos tandens normais e porque sua capacidade máxima é mais conhecida. Não se pode aumentar muito a tonelagem sem que a extração seja bastante prejudicada. Acrescentam-se 1, 2, 3, 4 moendas. A cada vez é possível escolher entre duas soluções:

a) Aproveitar a moenda nova para moer tanta cana quanto possível, conservando a mesma extração.

b) Não aumentar a tonelagem, mas tentar melhorar o mais possível a extração com a ajuda da nova moenda.

Seguindo a solução (*a*), como é o caso das usinas que devem enfrentar produções crescentes, a capacidade do tandem cresce quase em proporção ao número de moendas N_1 ou, o que é quase o mesmo, proporcionalmente ao número de pressões, N_2, ou de rolos, N.

Seguindo a solução (*b*), como é o caso das usinas que desejam melhora sua eficiência, a capacidade cresce muito pouco com o número de rolos.

Na realidade, é quase sempre a exigência da produção que obriga a acrescentar uma moenda, mas deve haver um esforço, não somente para alcançar a tonelagem desejada com a nova moenda, mas, ao mesmo tempo, um aumento na extração. Tomando uma atitude razoável, que favorece um pouco mais a extração que a capacidade, a influência do comprimento do tandem será proporcional a $\sqrt{N}$.

Antigamente, Java fornecia quadros sinóticos completos de suas 160 ou 180 usinas. Analisando estes dados volumosos, tomando como incógnita o expoente de N, acham-se valores nitidamente inferiores a 1 e levemente superiores a 0,5. A potência de N que parece aproximar-se mais (aliás por excesso) da média do conjunto é 0,67, isto é $\sqrt[3]{N^2}$. Este é um valor difícil de ser calculado,

exigindo uma precisão que o problema não comporta. Pensamos ser melhor considerar $\sqrt{N}$.

A título de informação e apesar de sua idade, achamos que os resultados de Java para 1930, relacionados à dimensão de moendas padrão 762 × 1 524 mm, merecem ser considerados.

QUADRO 12.2

Médias dos tandens de Java

Número de usinas	*Tandem*	*Número de rolos N*	$\sqrt{N}$	*Capacidade em TCH A*	$\frac{A}{\sqrt{N}}$	*Extração*	*Caldo perdido % de fibra*
3	3*M*	9	3	29,5	9,83	91,3	55
3	1*E* + 3*M*	11	3,32	31	9,34	93,5	48
26	4*M*	12	3,46	32,2	9,31	93,9	44
93	1*E* + 4*M*	14	3,74	41,7	11,15	94,6	39
15	5*M*	15	3,87	34	8,79	95,4	34
21	1*E* + 5*M*	17	4,12	45,5	11,04	95,7	33
1	1*E* + 6*M*	20	4,47	48,1	10,76	96,7	27

As diferenças principais são devidas ao papel representado nessa época pelo esmagador, na capacidade.

Fórmula completa. — É possível dar agora a fórmula completa da capacidade:

$$A = 0{,}8\,\frac{cn(1 - 0{,}06nD)LD^2\sqrt{N}}{f} \qquad (12.14)$$

A = capacidade do tandem, em TCH;

f = fibra da cana, em relação à unidade;

c = coeficiente relativo aos equipamentos de preparação, dado pelo quadro 12.1;

n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;

L = largura dos rolos, em metros;

D = diâmetro médio dos rolos, em metro;

N = número de rolos constituindo o tandem.

Esta fórmula supõe:

a) Que o esmagador, tendo 3 rolos, possua uma velocidade e ranhuras que o tornem realmente um esmagador.

b) Que o tandem trabalhe de modo a alcançar uma boa extração e uma boa capacidade.

Segue o quadro das capacidades das moendas com dimensões padrão, calculado para as seguintes condições:

1.º Equipamentos de preparação = 2 navalhas e 1 shredder modelo Searby, ou seja: $c = 1{,}25$.

2.º Fibra: $f = 0{,}125$.

3.º Velocidade: $n = 5$ rpm.

Para toda fibra $f' \neq 0{,}125$, é suficiente multiplicar a capacidade indicada por: $\frac{0{,}125}{f'}$. Entretanto, fazendo uma concessão ao ponto de vista de Gaspar, calcula-se para 0,12 toda a fibra inferior ou igual a este valor.

Para qualquer velocidade $n' \neq 5$ rpm, multiplica-se por:

$$\frac{n'(1 - 0{,}06n'D)}{5(1 - 0{,}30D)}.$$

Para todo conjunto de equipamentos correspondendo a um coeficiente $c' \neq c$, multiplica-se por $\frac{c'}{c}$.

QUADRO 12.3

Capacidade dos tandens de moendas em TCH

$f = 0{,}125$										$n = 5$ rpm
Tandem			*E + 3M*	*4M*	*E + 4M*	*5M*	*E + 5M*	*6M*	*E + 6M*	*7M*
Número de rolos N			11	12	14	15	17	18	20	21
$\sqrt{N}$			3,32	3,46	3,74	3,87	4,12	4,24	4,47	4,58
D" × *L"*	*D^mm* × *L^mm*	*LD²*								
42" × 84"	1 065 mm × 2 134 mm	2,420 m³	219	228	246	255	271	279	294	302
40 × 84	1 016 » × 2 134 »	2,199 »	203	212	229	237	252	259	273	280
38 × 84	965 » × 2 134 »	1,987 »	187	195	211	219	233	239	252	259
36 × 84	915 » × 2 134 »	1,787 »	172	179	194	201	214	220	232	238
36 × 78	915 » × 1 980 »	1,658 »	160	166	180	186	198	204	215	220
34 × 78	864 » × 1 980 »	1,478 »	145	152	164	169	180	186	196	201
34 × 72	864 » × 1 830 »	1,366 »	134	140	151	157	167	172	181	185
32 × 72	813 » × 1 830 »	1,210 »	121	127	137	142	151	155	164	168
32 × 66	813 » × 1 675 »	1,107 »	111	116	125	130	138	142	150	153
30 × 66	760 » × 1 675 »	0,967 »	99	103	112	116	123	127	133	137
30 × 60	760 » × 1 525 »	0,881 »	90	94	102	105	112	115	122	125
28 × 60	710 » × 1 525 »	0,769 »	80	84	91	94	100	103	108	111
28 × 54	710 » × 1 370 »	0,691 »	72	75	81	84	90	92	97	100
26 × 54	660 » × 1 370 »	0,597 »	64	66	72	74	79	81	86	88
26 × 48	660 » × 1 220 »	0,531 »	57	59	64	66	70	72	76	78
24 × 48	610 » × 1 220 »	0,454 »	49	51	55	57	61	63	66	68
24 × 42	610 » × 1 065 »	0,396 »	43	45	48	50	53	55	58	59
22 × 42	560 » × 1 065 »	0,334 »	37	38	42	43	46	47	50	51
20 × 36	510 » × 915 »	0,238 »	27	28	30	31	33	34	36	37

INFLUENCIA DO ESMAGADOR

Já foi observado que muitas usinas tendo apenas moendas com 3 rolos alcançam capacidades inferiores às das usinas com um rolo a menos, isto é, em que a 1.ª moenda é substituída por um esmagador comum. É por isso que, em Java, tandens com 15 rolos moíam uma tonelagem média inferior à dos tandens com 14 rolos (cf. quadro 12.2). Nestas condições pode-se perguntar se não seria melhor separar o esmagador do resto do tandem, considerá-lo como um equipamento de preparação, tal como a navalha, criar um "coeficiente esmagador" e calcular os números de unidades, ou de pressões, ou de rolos apenas nas moendas propriamente ditas, quando então se tornariam perfeitamente comparáveis.

Isto seria verdadeiro para os tandens possuindo apenas moendas. Ainda existem tandens assim, mas felizmente estão ficando raros e, em todos os tandens modernos com número de rolos múltiplos de 3, 12, 15 ou 18, por exemplo, em que a 1.ª moenda é precedida por um shredder ou então possui velocidade e ranhuras convenientes, a capacidade deve alcançar e ultrapassar a do tandem com 11, 14 ou 17 rolos. De nossa parte, somos partidários duma 1.ª unidade com 3 rolos, que sempre fornece uma tonelagem superior à alcançada com um esmagador em seu lugar.

Foi por este motivo que calculamos os rolos do esmagador comum da mesma maneira como aqueles das moendas.

Foi também por este motivo que introduzimos em nossa fórmula 12,14 o número de rolos, N, no lugar do número de pressões, N_2. Sob o ponto de vista da capacidade, um esmagador é bem mais próximo dos 2/3 duma moenda que da metade. Ora, calculando as pressões, calcula-se um esmagador para uma meia moenda, enquanto, calculando os rolos, calcula-se 1 para 2/3 de moenda.

REDUÇÃO À DIMENSÃO PADRÃO

A influência da dimensão dos rolos é indicada nas fórmulas racionais de capacidade pelos fatores: LD^2.

Em Java, para facilitar as comparações, era costume "reduzir" a capacidade das moendas à dimensão de rolo 762 × 1 524 mm, adotada como padrão, multiplicando a tonelagem média fornecida pela relação:

$$r = \frac{L_S D_S^2}{L \cdot D^2} \tag{12.15}$$

L_S e D_S sendo a largura e o diâmetro dos rolos standard;

L e D, aqueles dos rolos do tandem considerado.

Observa-se que o volume dum rolo é dado por:

$$V_c = \frac{\pi}{4} \cdot LD^2$$

e que como conseqüência, a capacidade é proporcional ao volume do rolo. Em Java, calculava-se que a capacidade duma moenda era de: 7,350 TFH por m³ do

volume de um de seus rolos. Este valor foi obtido por uma média efetuada em um número de tandens representando 1 254 rolos.

Noël Deerr observou (ISJ, 1946, p. 234) que uma média estabelecida na India sobre 110 rolos levava a 10,6 TFH por m³ de rolo.

Porém estes 2 cálculos não levaram em conta o comprimento dos diversos tandens considerados. Teria sido conveniente reduzir as capacidades não apenas a uma dimensão de rolos padrão, mas também a um tandem padrão: na época era o tandem de 14 rolos.

Hoje em dia, tandem padrão é o de 15 rolos. Aplicando a fórmula 12.14 a um tandem de 15 rolos, girando a 5 rpm, precedido de 2 navalhas e dum shredder, com rolos de 813 mm (esta dimensão serve apenas ao cálculo de $0{,}06nD$), obtém-se:

$$\frac{Af}{V_c} = \frac{0{,}8 \times 1{,}25 \times 5 \times 0{,}7561 \times 3{,}87}{0{,}7854} = 18{,}630 \text{ t f h/m}^3 \qquad (12.16)$$

ou, para uma velocidade n qualquer:

$$3{,}7n \text{ t f h/m}^3 \qquad (12.17)$$

Na África do Sul, o comprimento do tandem é levado em consideração e o trabalho das moendas em TCH é relacionado ao volume total do conjunto das moendas do tandem. Isto leva a aceitar uma fórmula de capacidade do tipo da de Nayar e Pillay (fórm. 12.4). Já assinalamos (cf. p. 218) como este tipo de fórmula exagera a influência do número de rolos. Então, dividem-se os kg de fibra moída na moenda por hora pelo volume total do conjunto dos rolos do tandem e esta relação é denominada de "Teor específico de alimentação" (Specific feed rate). As usinas sul-africanas apresentavam em 1963 (38.º C. SASTA, abril 1964, p. 13) teores indo de 440 a 990 kg de fibra por hora e por m³ do volume total dos rolos, em média 737 kg/h . m³.

CAPACIDADE DOS TANDENS COM MOENDAS DE DIMENSÕES DIFERENTES

As fórmulas dadas aplicam-se aos tandens cujas moendas possuem todas a mesma largura L e o mesmo diâmetro D. Porém, acontece muitas vezes que os tandens não são tão homogêneos assim. Além disso, é quase a regra geral que cada moenda tenha sua própria velocidade n. Neste caso, substitui-se na fórmula (12.14) o grupo:

$$G = n(1 - 0{,}06nD)LD^2$$

pelo grupo:

$$G_m = \frac{(N-1)G_1 + G_2 + G_3 + \ldots + G_n}{2(N-1)} \qquad (12.18)$$

G_1, G_2 ... G_n são o valor do grupo G para as 1.ª, 2.ª, ... N_a moendas e G_m é o valor a ser tomado para o cálculo da capacidade do tandem.

A fórmula (12.18) era empregada em Java em 1939 (ISJ, abril 1965, p. 116).

RELAÇÃO ENTRE CAPACIDADE E CARGA-FIBRA

Exprimindo o trabalho duma moenda em função da carga-fibra, obtém-se:

$$Af = 60\pi Dn \cdot L \cdot q = 188{,}5qnLD = 188{,}5\tau nLD^2 \qquad (12.19)$$

A = trabalho das moendas, em kg de cana por hora;
f = fibra da cana em relação à unidade;
L = largura dos rolos, em metros;
D = diâmetro dos rolos, em metro;
n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;
q = carga-fibra, em kg/m²;
τ = carga-fibra específica, em kg/m²/m.

Aproximando este valor da expressão da capacidade normal do tandem (fórm. 12.14), segue-se:

$$188{,}5\tau nLD^2 = 800cn(1 - 0{,}06nD)LD^2\sqrt{N}$$

Donde:

$$\tau = 4{,}244(1 - 0{,}06nD)c\sqrt{N} \qquad (12.20)$$

c = coeficiente de capacidade relativa para os equipamentos de preparação;
N = número de rolos do tandem.

Esta expressão demonstra os valores normais que se podem dar a τ para fazer trabalhar a moenda em condições normais.

QUADRO 12.4

Cargas-fibra específicas normais τ em função da constituição do tandem, em kg/m²/m

c	nD	N							
		11	12	14	15	17	18	20	21
1,20	3	13,9	14,4	15.6	16.2	17,2	17,7	18,7	19,1
	4	12,9	13,4	14.5	15	15,9	16,4	17,3	17,7
	5	11,8	12,3	13.3	13.8	14,7	15,1	15,9	16,3
1,25	3	14,4	15,1	16,3	16,8	17,9	18,4	19,4	19,9
	4	13,4	14	15,1	15.6	16,6	17,1	18	18,5
	5	12,3	12,8	13,9	14,4	15,3	15,7	16,6	17

Observa-se que, mesmo para valores tão extremos como 11 e 21 rolos, a carga-fibra específica normal dos diferentes tandens varia em apenas mais ou menos 25% de seu valor médio, o qual é de cerca de 15 a 16 kg/m²/m.

COEFICIENTE DE TRABALHO DAS MOENDAS

O coeficiente θ de trabalho dum tandem de moendas é a relação entre a tonelagem moída por este tandem e a tonelagem de sua capacidade teórica.

Acabamos de calcular estes dois valores:

Tonelagem realmente moída, calculada em kg/h de fibra:

$$Af = 188{,}5\tau nLD^2$$

Tonelagem teórica padrão que o tandem deve moer em condições normais:

$$A_0 f = 800cnLD^2 \sqrt{N}(1 - 0{,}06nD).$$

O coeficiente de trabalho é, portanto:

$$\theta = \frac{A}{A_0} = \frac{0{,}24\tau}{c(1 - 0{,}06nD)\sqrt{N}} \qquad (12.21)$$

Mede o esforço exigido do tandem:

se $\theta < 1$, o tandem é pouco carregado;
„ $\theta = 1$, „ „ realiza um trabalho normal;
„ $\theta > 1$, „ „ é sobrecarregado.

Num tandem dado, c, N e D são determinados, n, como de costume, varia apenas em limites bastante estreitos e é possível calcular o denominador de (12.21). Por exemplo:

$c = 1{,}25$
$N = 15$ $\qquad c\sqrt{N}(1 - 0{,}06nD) = 3{,}4$
$nD = 5$

Donde:

$$\theta = \frac{0{,}24\tau}{3{,}4} = 0{,}07\tau$$

Observa-se que, para um tandem com um número de rolos dado, a carga-fibra específica representa, praticamente, o coeficiente de trabalho.

TONELAGENS RECORDES

As capacidades mais altas por nós conhecidas são as seguintes:

a) Tonelagem de cana moída em 24 h por uma usina: 15 391 t, por San Cristobal, no México, em 1960, com 3 tandens de moendas (S. y A., maio 1960, p. 45).

b) Capacidade dum tandem: 10 701 TC em 24 horas, por Glades, na Flórida, em 13 de fevereiro de 1970, com 6 moendas de 990 × 2 134 mm (S. y A., abril 1970, p. 42). Ou seja, 446 TCH.

c) Tonelagem de cana moída numa safra = 2 781 021 TC, por Central Romana, em São Domingos, em 1960 (TSJ, outubro 1962, p. 11).

d) Produção anual de açúcar para uma usina = 295 939 t, por Central Romana, em 1960 (TSJ, outubro 1962, p. 11).

13

REGULAGEM DAS MOENDAS

OBJETIVO

A regulagem das moendas consiste na determinação das posições relativas mais favoráveis dos três rolos e da bagaceira, a fim de alcançar as melhores condições de alimentação e os melhores resultados de extração.

Com efeito, cada moenda possui dispositivos (fig. 13.1) que permitem variar a posição em descanso de cada um dos dois rolos inferiores, em relação ao rolo superior. As posições relativas em descanso determinam as posições relativas em atividade, quando o rolo superior se levanta contra a pressão hidráulica sob o impulso do bagaço.

A regulagem é uma operação delicada e importante. Uma boa regulagem é indispensável para obter um bom funcionamento da moenda, isto é, um andamento regular, sem engasgos e uma extração conveniente.

A regulagem compreende duas operações principais:

a) A regulagem das aberturas de entrada e saída.

b) A regulagem da bagaceira.

A) REGULAGEM DAS ABERTURAS DE ENTRADA E SAÍDA

O rolo de entrada é um equipamento de alimentação; o rolo de saída um equipamento de pressão. A abertura de entrada deve, evidentemente, ser maior que a abertura de saída: dando-lhes o mesmo valor, ou a vazão da moenda seria muito baixa (aberturas pequenas), ou a pressão seria muito deficiente (aberturas grandes). E, sobretudo, a moenda com 3 rolos não teria mais razão de ser: seu

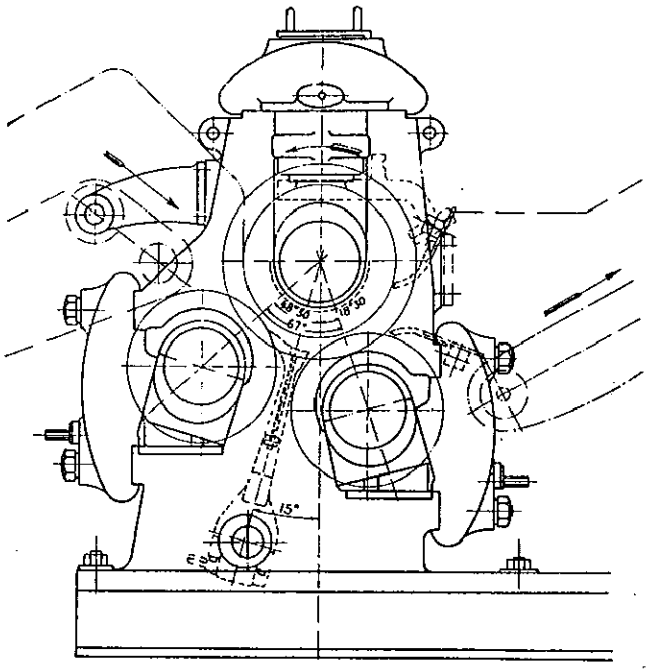


FIG. 13.1. — Dispositivo de regulagem dos rolos (Fives-Lille Cail).

sucesso e sua extensão universal se originaram de que, pela pressão de entrada e o intermédio da bagaceira, ela permitiu pressões de saída impossíveis de ser alcançadas numa unidade com 2 rolos.

Inversamente, se a abertura de entrada é grande demais, o bagaço chega ao rolo de saída úmido em excesso, provocando engasgos e efetuando um trabalho de má qualidade.

Portanto, há uma relação ótima entre as duas aberturas, em certas condições dadas, e é preciso determiná-la.

A solução deste problema não se obtém com regras matemáticas absolutas: a regulagem é, em parte, baseada em constatações empíricas. São, porém, necessários alguns cálculos, desejando chegar a soluções lógicas e ótimas.

É sempre a abertura de trás que é calculada de início; em seguida, estabelece-se a abertura da frente, conforme o valor encontrado.

Medida das aberturas

As aberturas se medem pela distância que separa os diâmetros médios de dois rolos considerados.

Quando as ranhuras de 2 rolos são iguais, a medição é muito simples: a abertura é representada pela distância entre 2 pontos quaisquer da superfície dos 2 rolos, situados em seu plano axial comum e num mesmo plano perpendicular aos dois eixos (fig. 13.2).

Quando as ranhuras são diferentes, é preciso ter o cuidado de medir exatamente os diâmetros médios, representados para cada rolo pela média entre o diâmetro na ponta dos dentes e o diâmetro no fundo das cavidades (fig. 13.3).

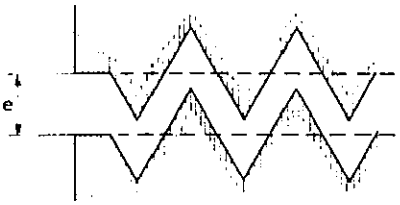


FIG. 13.2. — Medição das aberturas. Ranhuras iguais.

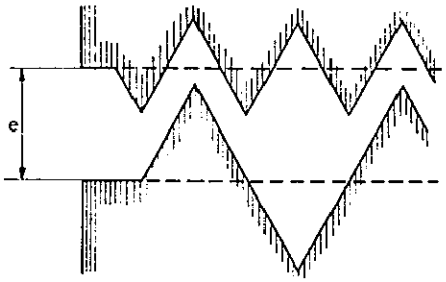


FIG. 13.3. — Medição das aberturas. Ranhuras diferentes.

Quando as ranhuras são complexas, deve-se calcular o diâmetro médio, que é limitado pela linha reta que intercepta, sobre um corte longitudinal do rolo, áreas cheias e vazias equivalentes. Em outras palavras, o diâmetro médio é o diâmetro do rolo geométrico, tendo a mesma largura e o mesmo volume que o rolo da moenda considerada.

Entretanto, os messchaerts não devem ser considerados na determinação do diâmetro médio pelo cálculo ou o desenho.

Método de Java

O procedimento clássico de determinação da regulagem é o da estação experimental de Java. O processo é o seguinte:

1.º Determinação da velocidade das moendas.

2.º Determinação da abertura de saída.

3.º Determinação da abertura de entrada.

1.º **Determinação da velocidade das moendas.** — Em Java, considerava-se que a velocidade das moendas era importante. Já foi visto (p. 210) que os engenheiros javaneses tinham idéias bastante particulares sobre o valor, como também sobre a escala de velocidades das moendas.

A Estação experimental estabeleceu, portanto, um quadro dos valores médios considerados normais, em Java, da camada de bagaço em cada categoria de tandem, da 1.ª à última moenda. A camada de bagaço é calculada em gramas de fibra por dm^2 de superfície descrita por uma geratriz do rolo. (Observa-se que nesta escala se encontra outra unidade, nossa noção de carga-fibra, cujo emprego em Java, bastante anterior a nossas observações, confirma sua importância.) Obtém-se:

$$1\ g/dm^2 = 100\ g/m^2 = 0{,}1\ kg/m^2).$$

O quadro de Java (nosso quadro 13.1) deu este valor a uma moenda padrão de 762 × 1 524 mm. Para uma moenda com diâmetro diferente, de con-

formidade com o princípio de proporcionalidade da camada de bagaço ao diâmetro, obtém-se:

$$\frac{q'}{q} = \frac{D'}{D}.$$

A Estação recomenda tomar como velocidade da moenda a que corresponde à camada de bagaço indicada no quadro. O cálculo é muito fácil. É ilustrado com um exemplo.

EXEMPLO. — Tandem com 15 rolos de 813 × 1 675 mm, devendo moer 120 TCH com 14% de fibra. Procura-se a velocidade da 3.ª moenda.

O quadro (quadro 13.1) fornece: $q = 157$ g/dm². Para um rolo de 813 mm, este valor corresponde a:

$$q' = 157 \times \frac{813}{762} = 168 \text{ g/dm}^2.$$

O peso de fibra a ser moído é de:

$$120\,000 \times 0{,}14 = 16\,800 \text{ kg/h}.$$

Donde a superfície S descrita pelo rolo:

$$\frac{16\,800\,000}{S} = 168 \qquad S = 100\,000 \text{ dm}^2/\text{h}.$$

Ora:

$$S = 60 n \pi D L = 60 \times n \times 3{,}1416 \times 8{,}13 \times 16{,}75 = 100\,000$$

donde:

$$n = 3{,}9 \text{ rpm}$$

Esta velocidade é pequena para a tonelagem considerada. Já foi assinalado que as velocidades empregadas em Java são fracas, principalmente nas últimas moendas.

Aliás, é preciso acrescentar que o método de Java se aplicaria da mesma maneira às moendas rápidas, cuja velocidade é superior à fornecida pelo quadro 13.1, sendo o coeficiente de empuxo bem maior que a carga-fibra.

2.º **Cálculo da abertura de saída.** — É preciso determinar agora a abertura de saída em descanso.

Primeiramente, determina-se a abertura de saída em atividade.

A Estação experimental forneceu também o quadro dos valores médios recomendados do peso de fibra moída, por unidade de volume de abertura de saída em atividade, isto é, do coeficiente de empuxo de cada moenda.

Segue o quadro completo (quadro 13.1). A estação aconselha adotar o uso duma abertura de saída em atividade que fornecerá um peso de fibra por dm³ igual ao indicado no quadro.

QUADRO 13.1

Regulagem das moendas em Java

Tandem	*4M*	*E + 4M*	*E + Shr. + 4M*	*5M*	*E + 5M*
	q = g de fibra por dm² de rolo (D = 762 mm)				
Esmagador		113	115		107
1.ª moenda	96	130	137	101	132
2.ª ,,	135	150	143	143	147
3.ª ,,	144	167	156	157	166
4.ª ,,	166	179	159	168	174
5.ª ,,				183	189
	φ = g de fibra por dm³ de abertura de saída em atividade				
Esmagador		390	330		320
1.ª moenda	530	610	570	370	620
2.ª ,,	610	750	670	640	720
3.ª ,,	570	840	720	800	810
4.ª ,,	620	940	770	910	870
5.ª ,,				960	960

EXEMPLO. — Continuando o cálculo do exemplo precedente. A abertura de saída em atividade terá o seguinte valor:

$$e_A = \frac{q'}{\varphi} = \frac{168}{800} = 0{,}21 \text{ dm} = 21 \text{ mm}.$$

Abertura em descanso. — Obtém-se a abertura em descanso pela abertura em atividade, supondo que o levantamento médio do rolo superior tenha como valor ótimo 20% do valor médio desta abertura em atividade (método Helmer). Às vezes aconselha-se também 30% (S. A. SMRI, n.º 40, 1958, p. 2), valor que nos parece preferível. No exemplo acima, obter-se-ia:

Levantamento desejado do rolo superior = $\Delta h = 21 \times 0{,}30 = 6{,}3$ mm. Donde (cf. p. 140, fórm. 10.4):

Variação corespondente à abertura de saída:

$$\Delta e = \Delta h \cos \frac{\alpha}{2} = 6{,}3 \times 0{,}8 = 5 \text{ mm}$$

Donde:

Abertura de saída, levantamento deduzido: $s' = 21 - 5 = 16$ mm.

O método empregado em Java levava em consideração todas as correções necessárias para passar das aberturas teóricas (medidas da ponta do dente ao fundo da ranhura) às aberturas reais. Em particular, o volume livre ocasionado pelos chevrons, pelo desgaste e pela quebra dos dentes era determinado por uma moldagem com argila, conduzindo ao mesmo resultado do processo do chumbo, por nós aconselhado (cf. p. 149). Do mesmo modo, levava-se em conta o desgaste dos rolos no meio. Todas estas correções são deduzidas do valor escolhido para a abertura em atividade, quando se determina o valor da abertura

em descanso a ser obtido: as correções do desgaste no meio e do volume livre são deduzidas do valor acima. Se representassem 4 mm, ter-se-ia:

Abertura de saída em descanso a ser estabelecida: $s_0 = 16 - 4 = 12$ mm.

3.º **Cálculo da abertura de entrada.** — A abertura de entrada em atividade é imediatamente deduzida da abertura de saída em atividade, sendo a relação entre as duas aberturas estabelecida em:

QUADRO 13.2

Relação entre as aberturas de entrada e de saída em atividade, em Java

Para a 1.ª moenda	2,2 se for precedida por um esmagador 2,6 se não for precedida por um esmagador
" 2.ª "	1,9
" 3.ª "	1,9
" 4.ª "	1,8

EXEMPLO. — Continuando o cálculo precedente, a abertura de entrada em atividade tem o seguinte valor:

$$E = 1{,}9e_A = 1{,}9 \times 21 = 40 \text{ mm.}$$

Abertura em descanso. — Donde a abertura de entrada em descanso (caso dos castelos clássicos simétricos):

Abertura de entrada, levantamento deduzido $= a' = 40 - 5 = 35$ mm e, com as correções de desgaste no meio e de volume livre supostas de 6 mm, para o rolo de entrada:

Abertura de entrada em descanso a ser estabelecida $= a_0 = 35 - 6 = 29$ mm.

Aplicação do método de Java em outros países. — O inconveniente deste método é estar ligado à escola javanesa de velocidades. Sua aplicação, baseada no quadro de Java (quadro 13.1), leva a velocidades baixas e decrescentes. Ora, é possível não ser partidário desta escola, como também as moendas podem não ter sido construídas de conformidade. Os fabricantes franceses, por exemplo, não fornecem, para os acionamentos das máquinas a vapor, polias reguladoras que permitam girar com lentidão suficiente; suas máquinas, seus motores elétricos ou suas turbinas são demasiado potentes e funcionariam abaixo de suas condições econômicas. Enfim, os tandens com acionamento combinado não permitem dar a cada moenda uma velocidade própria, como o pede o quadro javanês.

Deste modo, certos países adotaram o princípio do método de Java, modificando o quadro. Segue o quadro estabelecido por Behne (quadro 13.3) conforme as regulagens usadas em Queensland (ISJ, 1942, p. 127) e corrigidas em 1968 por Russel (p. 312).

Observa-se que a escala das velocidades se aproximou da normal, porém os outros inconvenientes assinalados continuam. De outro lado, pode-se notar que este quadro foi estabelecido para moendas com rolo superior fixo, cuja regulagem não é a mesma que a das moendas com pressão hidráulica.

QUADRO 13.3

Regulagem das moendas em Queensland pelo método Java

Tandem	*3 M*	*4 M*	*5 M*
	q = g de fibra por dm² de rolo (D = 762 mm)		
1.ª moenda	112	117	102
2.ª „	107	122	137
3.ª „	102	132	112
4.ª „		122	127
5.ª „			97
	φ = g de fibra por dm³ de abertura de saída em atividade		
1.ª moenda	450	384	532
2.ª „	512	464	634
3.ª „	800	545	708
4.ª „		672	754
5.ª „			775

Valores ótimos do quadro de Java. — Douwes-Dekker e Van Hengel (S. A. SMIRI, n.º 40, 1958) observaram que as melhores fibras de bagaço e, portanto, as melhores extrações individuais de moenda, eram obtidas em Java, com moendas cuja abertura de saída em atividade era prevista para uma relação: $\frac{\varphi}{f'} = 1{,}750$ kg/dm³.

Ora, temos (cf. p. 167):

$$\varphi = \frac{Af}{60\pi nDL \cdot e_A} \tag{13.1}$$

φ = kg de fibra por dm³ de abertura de saída;

A = trabalho da moenda, em kg/hora;

f = fibra da cana em relação à unidade;

D = diâmetro médio dos rolos, em decímetros;

L = largura dos rolos, em decímetros;

e_A = abertura de saída em atividade, em decímetros.

Donde, substituindo φ por seu valor ótimo, 1,750 f':

$$e_A = \frac{Af}{330nDL \cdot f'} \tag{13.2}$$

f' = fibra do bagaço da moenda considerada, em relação à unidade.

Escolhem-se, de preferência, para f' os valores sugeridos pelo quadro 13.6.

Do valor da abertura em atividade e_A, assim encontrado, chega-se ao seu valor em descanso, s_0, conforme foi indicado antes (p. 231), tomando para o levantamento médio 30% do levantamento máximo possível.

Observa-se que o valor assim aconselhado por Douwes-Dekker e Van Hengel leva, para um tandem com 15 rolos, com as fibras do quadro 13.6, aos coefi-

cientes sucessivos de empuxo, da 1.ª à 5.ª moenda: 525, 700, 787, 857 e 910 g/dm³.

Observa-se, também, que estes valores adotados no método de Java para o coeficiente de empuxo estabelecem o coeficiente r de supervelocidade. Toma-se, por exemplo, o bagaço da 1.ª moenda, com $\varphi = 525$ g/dm³. O peso de bagaço correspondente a 525 g de fibra será, sendo sua fibra de 0,30 : 525 : 0,30 = 1 750 g. Estes 1 750 g de bagaço ocupam um V.V.E. (cf. p. 159) de: $0{,}873 \times 1{,}750 = 1{,}530$ dm³. Devendo passar em 1 dm³ de volume de abertura de saída, é necessário um coeficiente de supervelocidade $r = 1{,}53$; o mesmo cálculo para as 5 moendas dá um coeficiente de supervelocidade que vai de 1,53 a 1,43, da 1.ª à última moenda. Na realidade, a abertura prevista pelo cálculo não é, necessariamente, aquela adotada pela moenda, cujo rolo superior se levanta aproximadamente conforme foi previsto. Portanto, o coeficiente de supervelocidade pode ser diferente.

De qualquer maneira, consideramos os valores aconselhados por Douwes-Dekker e Van Hengel como muito bons.

Método para o cálculo das aberturas em atividade

Procede-se na mesma seqüência já indicada.

1.º **Determinação da velocidade das moendas.** — Damos à velocidade das moendas apenas uma importância secundária, sob a condição de que continue nos limites normais (cf. p. 209). É quase sempre determinada pela necessidade de alcançar uma dada tonelagem.

O valor ótimo é dado por:

$$1\,000Af = 60n_0 \cdot \pi DL \cdot q_0 = 60n_0 \cdot \pi D^2 L \cdot \tau_0$$

donde:

$$n_0 = 5{,}3 \frac{Af}{LD^2 \cdot \tau_0} \qquad (13.3)$$

n_0 = velocidade de rotação ótima, em rpm;
A = trabalho exigido do tandem, em TCH;
f = fibra da cana, em relação à unidade;
L = largura dos rolos, em metros;
D = diâmetro dos rolos, em metro;
q_0 = carga-fibra ótima, em kg/m²;
τ_0 = carga-fibra específica ótima, em kg/m²/m, dada pela fórmula 12.20.

Se, por uma razão qualquer, não se pode atingir esta velocidade ótima, é necessário procurar aproximar-se o mais possível dela e adotar a velocidade assim obtida, mesmo sendo bastante diferente da ótima.

Esta velocidade pode também ser constante ao longo de todo o tandem, ou decrescente da 1.ª à última moenda ou, melhor, levemente crescente.

2.º **Cálculo da abertura de saída em atividade.** — Este cálculo será melhor explicado por meio dum exemplo.

EXEMPLO. — Calculam-se as aberturas de saída em atividade num tandem com 12 rolos de 813 × 1 675 mm, depois de 2 navalhas e 1 shredder.

Trabalho programado:	A = 100 TCH, de fibra f = 0,145.
Velocidade:	n = 5 rpm nas 4 moendas.
Brix médio do caldo primário:	B_0 = 20.
Embebição composta:	λ = 2 (cf. p. 322, fórm. 20.6).
Escala programada das fibras f' dos bagaços sucessivos:	33 — 42 — 47 — 50.

Calculam-se os Brix dos caldos ainda contidos nos bagaços sucessivos, supondo-os idênticos aos caldos extraídos pela mesma moenda (cf. fórm. 20.19, p. 332).

a) Brix do caldo restante no bagaço que sai da 1.ª moenda:

$$B_0 = 20 \quad \text{(densidade} = 1{,}082)$$

b) Brix do caldo restante no bagaço que sai da 1.ª moenda:

$$B_1 = 20 \cdot \frac{\lambda^3 - 1}{\lambda^4 - 1} = 9{,}33 \quad \text{(densidade} = 1{,}035)$$

c) Brix do caldo restante no bagaço que sai da 3.ª moenda:

$$B_2 = 20 \cdot \frac{\lambda^2 - 1}{\lambda^4 - 1} = 4 \quad \text{(densidade} = 1{,}014)$$

d) Brix do caldo restante no bagaço final:

$$B_3 = 20 \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda^4 - 1} = 1{,}33 \quad \text{(densidade} = 1{,}003)$$

Para levar em conta o caldo contido nas células profundas, não atingidas, substituem-se as densidades acima por 1,08, 1,04, 1,02 e 1,01, respectivamente.

Calculam-se, agora, os volumes e os pesos específicos destes diversos bagaços comprimidos. Obtém-se, sucessivamente (cf. p. 160, fórms. 10.23 e 10.25).

1.ª moenda: $$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}08 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}08 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}33 = 0{,}8375$$

$$d_1 = \frac{1}{0{,}8375} = 1{,}194$$

2.ª moenda: $$\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}04 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}04 \times 1{,}01} - 0{,}86\right) 0{,}42 = 0{,}8334$$

$$d_2 = \frac{1}{0{,}8334} = 1{,}200$$

3.ª moenda: $\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}02 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}02 \times 1{,}01} - 0{,}86\right)0{,}47 = 0{,}8274$

$$d_3 = \frac{1}{0{,}8274} = 1{,}209$$

4.ª moenda: $\text{V.V.E.} = \frac{1}{1{,}01 \times 1{,}01} - \left(\frac{1{,}20}{1{,}01 \times 1{,}01} - 0{,}86\right)0{,}50 = 0{,}8221$

$$d_4 = \frac{1}{0{,}8221} = 1{,}216$$

Resta determinar o coeficiente de supervelocidade. Não existem dados precisos sobre este ponto, porém, em sua ausência, é possível empregar as fórmulas 10.97 e 10.98 (p. 188) e tomar para coeficiente de empuxo programado aquele sugerido por Douwes-Dekker e Van Hengel (cf. p. 233). Observando que a velocidade v comum às 4 moendas tem o seguinte valor:

$$v = \pi n D = 3{,}1416 \times 5 \times 0{,}813 = 12{,}77 \text{ m/mn}$$

a expressão:

$$0{,}017v = 0{,}217.$$

Do mesmo modo: $\varphi = 1{,}75f' \qquad 0{,}65\varphi = 1{,}1375f'$

1.ª moenda: $r_1 = 0{,}75 + 0{,}217 + (1{,}1375 \times 0{,}33) = 1{,}34$

2.ª ,, $r_2 = 0{,}65 + 0{,}217 + (1{,}1375 \times 0{,}42) = 1{,}34$

3.ª ,, $r_3 = 0{,}60 + 0{,}217 + (1{,}1375 \times 0{,}47) = 1{,}35$

4.ª ,, $r_4 = 0{,}60 + 0{,}217 + (1{,}1375 \times 0{,}50) = 1{,}39.$

Estabelece-se, agora, que o volume de bagaço que passou pela abertura de saída, multiplicado pela densidade e pelo coeficiente de supervelocidade, fornece o seguinte peso de bagaço:

$$60\pi n D L \cdot e_A \cdot d \cdot r = B = \frac{Af}{f'} \tag{13.4}$$

donde (cf. fórm. 10.48):

$$e_A = \frac{Af}{60\pi n D L} \times \frac{1}{f' \text{d}\, r} = \frac{Af}{60\pi n D L} \cdot \frac{1}{\varphi} = \frac{q}{\varphi} \tag{13.5}$$

Donde: $$q = \frac{Af}{60\pi n D L} = \frac{100\,000 \times 0{,}145}{60 \times 3{,}1416 \times 5 \times 8{,}13 \times 16{,}75} = 0{,}113$$

1.ª moenda:

$\varphi_1 = 0{,}33 \times 1{,}194 \times 1{,}34 = 0{,}528 \qquad e_A = \frac{0{,}113}{0{,}528} = 0{,}21 \text{ dm} = 21 \text{ mm}$

2.ª moenda:

$$\varphi_2 = 0{,}42 \times 1{,}200 \times 1{,}34 = 0{,}675 \qquad e_A = \frac{0{,}113}{0{,}675} = 0{,}17 \text{ dm} = 17 \text{ mm}$$

3.ª moenda:

$$\varphi_3 = 0{,}47 \times 1{,}209 \times 1{,}35 = 0{,}767 \qquad e_A = \frac{0{,}113}{0{,}767} = 0{,}15 \text{ dm} = 15 \text{ mm}$$

4.ª moenda:

$$\varphi_4 = 0{,}50 \times 1{,}216 \times 1{,}39 = 0{,}845 \qquad e_A = \frac{0{,}113}{0{,}845} = 0{,}13 \text{ dm} = 13 \text{ mm}$$

3.º **Determinação da abertura de saída em descanso.** — Conhecendo as aberturas de saída em atividade, determina-se seu valor em descanso.

É costume determinar um valor o mais alto possível, mas que seja suficientemente baixo para não se correr o risco do rolo superior girar sobre seus mancais inferiores, quando as interrupções da alimentação diminuem a camada de bagaço. Por isso, é preciso estabelecer um coeficiente de segurança e é costume fixar uma margem de segurança, que deve ser maior quando o número de moendas que vêm a seguir da considerada é menor. Este coeficiente de segurança é denominado:

$$\psi = \frac{\text{abertura de saída em descanso}}{\text{abertura de saída média em atividade}} \qquad (13.6)$$

Toma-se:

QUADRO 13.4

Relação ψ entre os valores em descanso e em atividade da abertura de saída

Esmagador	$\psi = 0{,}6$
Moenda esmagadora ou 1.ª moenda após esmagador	$\psi = 0{,}5$
1.ª moenda após moenda esmagadora ou 2.ª moenda após esmagador	$\psi = 0{,}4$
Moendas intermediárias	$\psi = 0{,}3$
Penúltima moenda, para os tandens com 15 rolos, no mínimo	$\psi = 0{,}2$
Última moenda	$\psi = 0{,}1$

EXEMPLO. — Continuando o exemplo precedente, toma-se para a abertura de saída em descanso:

1.ª moenda	$s_0 = 21 \times 0{,}5 =$	10 mm
2.ª „	$s_0 = 17 \times 0{,}4 =$	7 „
3.ª „	$s_0 = 15 \times 0{,}3 =$	4 „
4.ª „	$s_0 = 15 \times 0{,}1 =$	1 „

4.º **Cálculo da abertura de entrada.** — Considera-se novamente a solução de Java, que consiste em estabelecer uma certa relação m entre as aberturas de entrada e de saída em atividade:

$$m = \frac{\text{abertura de entrada média em atividade}}{\text{abertura de saída média em atividade}} \qquad (13.7)$$

Toma-se:

QUADRO 13.5

Relação m das aberturas de entrada e de saída em atividade

Moenda esmagadora	$m = 2,5$
1.ª moenda após esmagador ou shredder	$m = 2,2$
2.ª „	$m = 1,9$
3.ª „	$m = 1,8$
4.ª „ e seguintes	$m = 1,7$

Por meio das aberturas de entrada em atividade assim determinadas, estabelecem-se as aberturas de entrada em descanso, observando que, nas moendas clássicas com eixo vertical dos cabeçotes, as aberturas de entrada e de saída aumentam na mesma proporção, quando o rolo se levanta.

EXEMPLO. — Continuando o exemplo, obtêm-se as aberturas de entrada em atividade:

1.ª moenda $E_A = 21 \times 2,2 = 46$ mm
2.ª „ $- = 17 \times 1,9 = 32$ „
3.ª „ $- = 15 \times 1,8 = 27$ „
4.ª „ $- = 13 \times 1,7 = 22$ „

Donde as aberturas de entrada em descanso, observando que a abertura de entrada em descanso = abertura de saída em descanso acrescentada da diferença existente entre a abertura de entrada e a abertura de saída:

1.ª moenda $e_0 = s_0 + E_A - e_A = 10 + 46 - 21 = 35$ mm
2.ª „ $7 + 32 - 17 = 22$ „
3.ª „ $4 + 27 - 15 = 16$ „
4.ª „ $1 + 22 - 13 = 10$ „

As correções de desgaste e o volume livre devem ser deduzidos, como no método de Java (cf. p. 231).

Valor dos coeficientes *m* em diversos países. — Foram fornecidos os coeficientes adotados em Java (quadro 13.2). Na Austrália, Behne (ISJ, 1942, p. 129) aconselha coeficientes *m* variando de 2,3 ou 2,6 para a 1.ª moenda a 2,5 ou 3 para a última moenda (moenda com rolo superior fixo).

Na Louisiana, Th. Lowe (TSJ, agosto 1946, p. 44) aconselha passar gradativamente de 1,75 para a 1.ª moenda a 2,25 para a última.

Em Cuba, Maiz (TSJ, outubro 1944, p. 42) indica relações que vão de 1,80 para a 1.ª moenda e 2,50 para a 2.ª até 2,75 para a última, para um tandem com 6 moendas.

Acreditamos que os valores altos de *m* citados nestes países são devidos à negligência da determinação das aberturas de início de levantamento (cf. p. 147). Levando-as em consideração e determinando-as com cuidado, constata-se que os

valores indicados no quadro 13.5 são perfeitamente suficientes e que é até possível usar valores um pouco mais baixos. Utilizamos as últimas moendas sobrecarregadas, reguladas a $m = 1{,}6$, e conseguimos excelentes extrações. Evidentemente, acrescentando o levantamento médio às aberturas em descanso, acham-se valores de m errados e muito altos.

Variação da fibra do bagaço ao longo do tandem. — O cálculo da abertura de saída em atividade (p. 235) é baseado na fibra do bagaço que sai das diversas moendas do tandem. Como varia este elemento ao longo do tandem?

Para moendas bem reguladas, podem-se tomar as seguintes fibras, dadas abaixo em %.

QUADRO 13.6

Variação da fibra f' do bagaço ao longo do tandem

	Esmagador	*1.ª M*	*2.ª M*	*3.ª M*	*4.ª M*	*5.ª M*	*6.ª M*
Tandem com:							
11 rolos	28	40	46	50			
14 „	28	40	44	48	51		
17 „	28	40	44	47	50	52	
Tandem com:							
12 rolos		33	42	47	51		
15 „		33	42	46	50	52	
18 „		33	42	45	48	50	52

Douwes-Dekker e Van Hengel (SASTA, 1958) sugerem:

Tandem com:

15 rolos	32	40	45	48	50	
18 „	30	39	43	46	48	50

Na realidade, estes valores variam um pouco com a fibra e a variedade da cana, porém, na falta de dados mais exatos, não há grande inconveniente em adotar os valores indicados no quadro 13.6.

Valor geral das aberturas de saída em atividade. — As aberturas de saída em atividade dependem:

do estado de preparação e esmagamento prévio da cana,

da pressão hidráulica, numa certa medida,

do coeficiente de supervelocidade,

mas, principalmente, da carga-fibra.

Se, para as condições normais e as pressões hidráulicas empregadas correntemente, as aberturas de saída em atividade e_A forem relacionadas à carga-fibra q, obter-se-ão valores válidos para moendas de todas as dimensões, portanto valores gerais e exatos o suficiente para as necessidades da prática. Estes

valores apresentam, sobretudo, a grande vantagem de evitar os cálculos precedentes e dar ao problema da regulagem uma solução quase instantânea.

Seguem estes valores para os tandens mais comuns, calculando a carga-fibra q em kg/m².

QUADRO 13.7

Valores normais da relação $\frac{e_A}{q}$ da abertura de saída em atividade com a carga-fibra

Tandem	*12 rolos*	*14 rolos*	*15 rolos*	*17 rolos*	*18 rolos*
Esmagador		2,3 mm		2,3 mm	
1.ª moenda	1,9 mm	1,5 „	1,9 mm	1,5 „	1,9 mm
2.ª „	1,5 „	1,4 „	1,5 „	1,4 „	1,5 „
3.ª „	1,3 „	1,3 „	1,4 „	1,4 „	1,4 „
4.ª „	1,2 „	1,2 „	1,3 „	1,3 „	1,3 „
5.ª „			1,2 „	1,2 „	1,3 „
6.ª „					1,2 „

Obtém-se imediatamente a abertura em atividade, numa moenda qualquer, multiplicando estes valores pela carga-fibra q. Por exemplo, se $q = 10$ kg/m², obtêm-se, num tandem com 12 rolos, as seguintes aberturas de saída em atividade: 19, 15, 13 e 12 mm.

OBSERVAÇÃO. — O quadro 13.7 evidencia o fato de que a densidade do bagaço comprimido deve ter um certo valor para uma moenda dada, valor este que aumenta da 1.ª à última moenda dum tandem, mas que varia muito pouco dum tandem ao outro.

Com efeito, adotam-se neste cálculo o kg e o metro para obter fórmulas homogêneas e seja:

f' = fibra por unidade de peso de bagaço;

e_A = abertura de saída em atividade, em metro;

q = carga-fibra, em kg/m²;

b = peso de bagaço por unidade de superfície de rolo = "carga-bagaço", em kg/m²;

d = densidade do bagaço comprimido, quando de sua passagem na abertura de saída, em kg/m³;

r = coeficiente de supervelocidade.

Obtém-se:

$$q = b \cdot f' \tag{13.8}$$

O volume ocupado pelo bagaço sobre 1 m² de rolo, quando de sua passagem na abertura de saída, tem o seguinte valor:

$$V = 1\,\text{m}^2 \times e_A \times r = r \cdot e_A\,\text{m}^2 \tag{13.9}$$

Portanto, sua densidade é de:

$$d = \frac{b}{r \cdot e_A}\,\text{kg/m}^3 \tag{13.10}$$

Donde:

$$d = \frac{q}{re_A f'} \qquad \text{ou}: \frac{e_A}{q} = \frac{1}{r\,df'}\,\text{m}^3/\text{kg} \tag{13.11}$$

O quadro 13.7 evidencia também os valores de $1/rdf' = 1/\varphi$, considerados ótimos para os diversos tandens e as diversas moendas mencionadas (estes valores são, porém, multiplicados por 1 000, porque e_A, neste caso, é calculado em mm, em vez de ser calculado em metros).

Caso dos castelos inclinados. — Foi suposto (p. 238) que as aberturas de entrada e de saída aumentam na mesma proporção, quando o rolo superior se levanta. Isto é evidente nas moendas clássicas com eixo vertical dos cabeçotes.

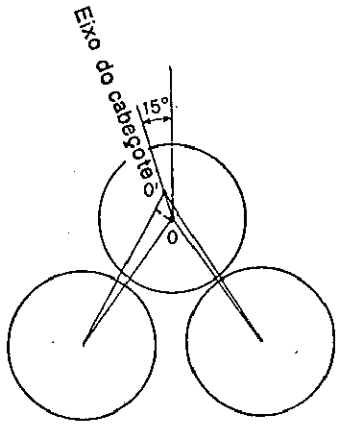


FIG. 13.4. — Deslocamento do rolo superior nas moendas com castelos inclinados.

Hoje em dia, porém, muitos fabricantes de máquinas produzem os castelos das moendas com o eixo dos cabeçotes inclinado para trás (fig. 13.4). Neste caso, calcula-se a relação do aumento dE da abertura de entrada com o aumento de da abertura de saída:

$$\frac{\text{d}E}{\text{d}e} = \mu \tag{13.12}$$

Seja (fig. 13.5):

$\frac{\alpha}{2}$ o semi-ângulo de abertura da moenda;

β a inclinação do cabeçote.

$\frac{\alpha}{2}$ é, geralmente, próximo a 35° e baixa a 33,5°; nos castelos da Fives-Lille, β é quase sempre igual a 15°.

Tem-se:

$$\frac{\text{d}E}{\text{d}h} = \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \beta\right) \qquad \frac{\text{d}e}{\text{d}h} = \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \beta\right)$$

donde:

$$\mu = \frac{\text{d}E}{\text{d}e} = \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \beta\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \beta\right)} \tag{13.13}$$

Se:

$$\frac{\alpha}{2} = 33\,\tfrac{1}{2}^\circ \qquad \text{e} \qquad \beta = 15^\circ$$

$$\mu = \frac{\cos 48\,\tfrac{1}{2}^\circ}{\cos 18\,\tfrac{1}{2}^\circ} = \frac{0{,}663}{0{,}948} = 0{,}7.$$

Segue-se que, quando a abertura de saída aumenta ou diminui de 10 mm, a abertura de entrada aumenta ou diminui de 7 mm.

Numa moenda com castelos de cabeçote inclinado, é fácil estabelecer, com a ajuda desta relação, as aberturas de entrada em descanso por meio das aberturas de entrada em atividade (cf. p. 238). É evidente que se conservam os coeficientes *m* adotados para os casos clássicos (quadro 13.5) e se aceitam os valores em descanso, evidentemente maiores que os fornecidos pela nova relação $\mu<1$ para as aberturas de entrada.

Regulagens em descanso e aberturas em atividade. — Foi visto como calcular as aberturas a serem dadas aos rolos em descanso, aberturas estas que normalmente se denominam "regulagem".

Porém, estes valores em descanso possuem apenas uma importância secundária. Os valores tomados pelas aberturas em atividade são os realmente importantes. Os valores em descanso são interessantes apenas quando a irregularidade da alimentação leva a uma diminuição da camada de bagaço que corresponda ao valor do coeficiente ψ (quadro 13.4). Com efeito, adotando para as moendas intermediárias o valor $\psi = 0{,}3$, por nós proposto, estas moendas não exercem mais uma pressão integral, assim que a camada de bagaço cai a 30% de seu valor médio.

Em outras palavras, os valores em descanso correspondem a uma margem de segurança contra as irregularidades da alimentação.

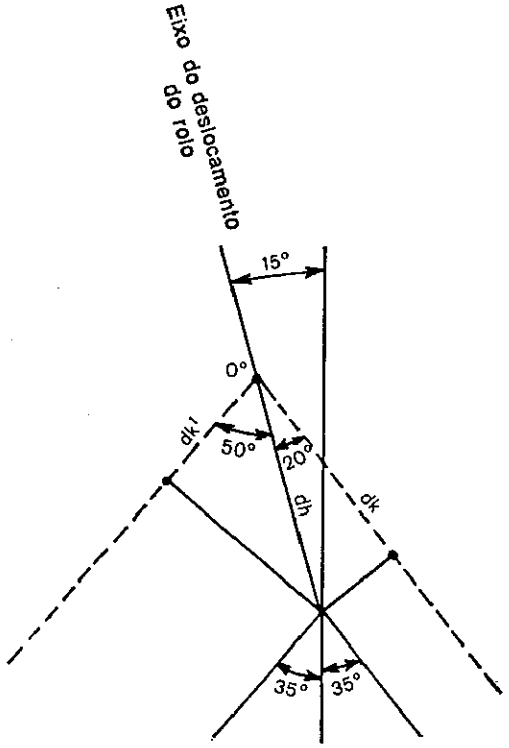


FIG. 13.5. — Relação do aumento d*E* da abertura de entrada com o aumento de da abertura de saída, nas moendas com castelos inclin·

Ora, um grande número de pessoas encarregadas da regulagem das moendas não conhece este fato e dá importância aos valores relativos das aberturas de entrada e de saída *em descanso*. Parece infantil repeti-lo, porém uma longa experiência nos ensinou que somente a *diferença* (considerando os castelos clás-

sicos) entre as aberturas de entrada e de saída é importante. Respeitando a margem de segurança, é irrelevante adotar numa moenda uma regulagem 17/4 (abertura de entrada em descanso = 17 mm; abertura de saída em descanso = 4 mm) ou 16/3, ou 15/2, ou 14/1, ou 13/0 (isto é, 13 mm na entrada e metal contra metal na saída). Em todos estes casos, a moenda funciona, em trabalho normal, com aberturas 26/13 e, contanto que o rolo superior não seja rebaixado a 17/4, nada indica que seu limite se ache a 1, 2 ou 9 mm mais abaixo.

Inversamente, quando o rolo superior está em descanso, a 17/4, sobre seus limites, ele deverá levantar-se assim que a camada de bagaço ultrapassar a espessura correspondente a 4 mm sob a C.H.R. e nada o impeça de alcançar 26/13, quando recebe a quantidade de cana normal. Ele não se levantará nem oscilará menos bem, se partir de 13/0, em vez de partir de 17/4.

Embora as margens de segurança calculadas para nossos coeficientes sejam satisfatórias, não haveria inconveniente em regular a moenda a 13/0, em vez de 17/4. Não seria um erro.

Porém, adotar a regulagem 17/0, no lugar de 17/4, não é a mesma coisa.

Existe uma tendência bastante generalizada a fechar as moendas na parte da saída. Fechando-as e mantendo a diferença dada pelo cálculo, isso não é grave, mas muitas vezes constata-se o contrário e o funcionamento da moenda e sua extração são prejudicados.

É estranho ser tão difícil fazer compreender isto e é melhor exigir simplesmente a regulagem normal, tal como o cálculo e a prática a tiverem determinado.

Ao dizer "e a prática" destaca-se que, apesar do ensinamento precioso fornecido pelo cálculo, só a experiência e a prática permitem o estabelecimento final do valor exato da relação m a ser adotada em cada moenda. Às vezes, pode ser conveniente modificar um pouco os valores indicados no quadro 13.5.

B) REGULAGEM DA BAGACEIRA

A posição da bagaceira exerce uma grande influência sobre o bom funcionamento da moenda. Portanto, uma colocação correta da bagaceira é uma operação delicada.

Para poder definir completamente sua posição é preciso conhecer (fig. 13.6):

a) A posição do ponto B em que os dentes da bagaceira se encostam no rolo de entrada.

b) A cota A, distância dos dentes ao rolo superior.

c) A cota M, distância da bagaceira ao rolo superior, tomada no plano axial vertical do rolo superior.

d) A cota Z, distância da parte posterior da bagaceira ao rolo superior.

e) A cota T, distância da parte posterior ao rolo de saída.

Forma da bagaceira

O bagaço que acaba de passar entre os 2 rolos de entrada tem tendência a expandir seu volume, passando de E para A (fig. 13.6).

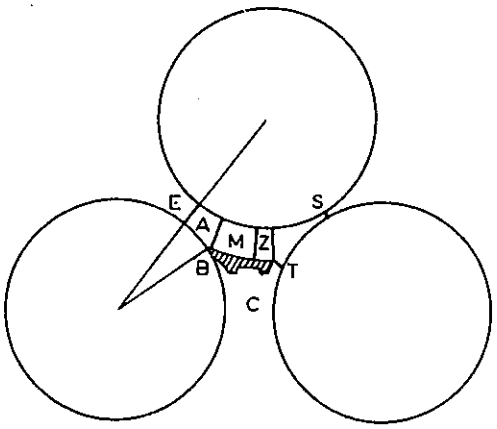


FIG. 13.6. — Posição da bagaceira.

Admitindo que a bagaceira deva possibilitar a continuação desta expansão, a distância de sua superfície *BC* ao rolo superior deve ser crescente de *B* para *C*. Estabelecendo, em princípio, que a velocidade radial e a velocidade tangencial de uma partícula de bagaço devem ser constantes durante o percurso deste trajeto, demonstra-se facilmente que a curva *BC* deve ser uma espiral logarítmica com centro em *O* (fig. 13.7). Esta demonstração foi feita por Bergmann em Java desde 1889 e Noël Deerr a repetiu (p. 204). Não será mais repetida aqui.

Traçado da bagaceira

Na prática, confunde-se o arco da espiral logarítmica *BC* com um arco de círculo. Muller von Czernicky e Gogelein, em Java, desenvolveram construções das quais a seguinte é a melhor.

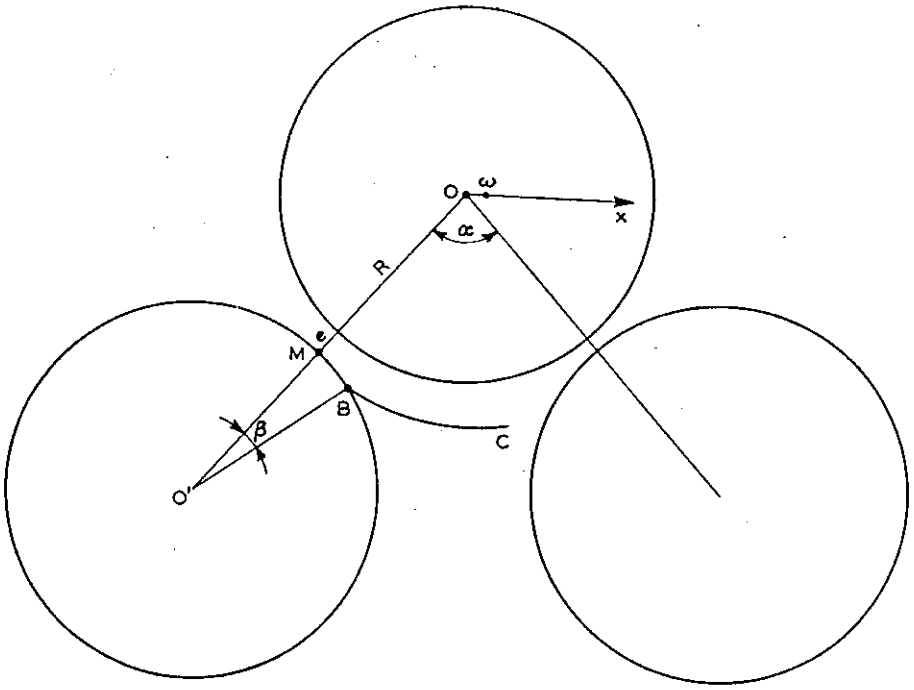


FIG. 13.7. — Traçado da bagaceira.

Supondo-se a moenda em posição de atividade, sobre a horizontal Ox passando por O (fig. 13.7), toma-se o sentido indicado:

$$O\omega = \frac{OM}{25} = \frac{R + E}{25}$$

A bagaceira será o círculo traçado com ω como centro e com ωB como raio.

O ponto B, em que os dentes da bagaceira devem alcançar o rolo de entrada, é aquele obtido, tomando-se:

$$MO'B = \beta = \frac{\alpha}{6} \tag{13.14}$$

Se: $\alpha = 72^o$, $\beta = 12^o$.

O arco MB tem o seguinte valor:

$$MB = \pi D \frac{\beta^o}{360} = \frac{\pi D \alpha^o}{6 \times 360} = 0{,}0145 D\alpha^o \tag{13.15}$$

D = diâmetro médio do rolo (mede-se MB sobre uma aresta, porém é levado para sobre o meio do lado de um dente e neste ponto faz-se passar o meio dos dentes da bagaceira);

α = ângulo de abertura da moenda, em graus.

Este gráfico supõe o rolo superior levantado em sua posição de atividade. Portanto: E = abertura de entrada em atividade.

Em Java, as regulagens eram previstas de tal modo que a posição de atividade do rolo superior correspondia a um levantamento igual a 30% de seu levantamento máximo possível.

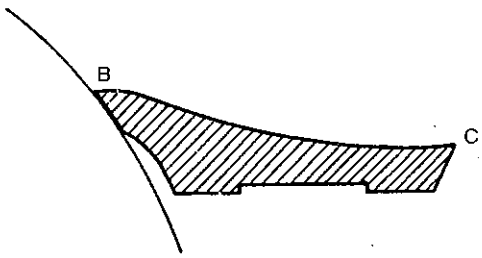


FIG. 13.8. — Forma do dente da bagaceira.

Para evitar em B uma ponta fina demais, correndo o risco de se entortar, a ponta é bem levemente arredondada (fig. 13.8), para evitar a formação duma bolsa de bagaço neste ponto.

Altura da bagaceira

Falta determinar as cotas A, M, Z e T (fig. 13.6).

Estas cotas devem ser calculadas em relação ao diâmetro médio dos rolos superiores e de saída. É preciso ter cuidado para que os contramestres as meçam, às vezes, em relação à ponta dos dentes, e os valores a serem dados devem ser, neste caso, aqueles tomados em relação ao diâmetro médio, diminuídos de uma meia-altura de dente.

Entre os vários autores encontra-se um grande número de regulagens diferentes. De início, indicamos o sistema clássico. De acordo com este método, seguem os valores médios em atividade, relacionados à abertura de entrada em atividade, tomando como base = 100.

QUADRO 13.8

Regulagem da bagaceira

Abertura em atividade entre os rolos de entrada	$E = 100$
Altura do rolo superior aos dentes da bagaceira	$A = 150$
Altura no plano axial vertical do rolo superior	$M = 175$
Altura do rolo superior à parte posterior da bagaceira	$Z = 190$
Distância do rolo de saída à parte posterior da bagaceira	$T = 80$

Para deduzir dos valores em atividade, obtidos com a ajuda deste quadro, os valores em descanso a serem estabelecidos, é preciso tomar a diferença em milímetros entre a abertura E em atividade e seu valor em descanso e_0, aumentá-la de 20 a 25% (para levar em conta que as cotas A, M e Z aumentam quase integralmente de dh, quando o rolo superior se levanta de dh, enquanto E aumenta apenas de: $dh \cdot \cos\frac{\alpha}{2}$) e deduzir de cada uma das cotas A, M e Z o número de milímetros assim obtido. Obtém-se, assim, seu valor em descanso a_0, m_0 e z_0.

A cota T não varia.

EXEMPLO. — Procura-se a altura da bagaceira na 1.ª moenda de nosso exemplo das páginas 235 e 237. Temos (cf. p. 238):

$$E = 46 \text{ mm}$$

Donde:

$$A = 46 \times 1{,}50 = 69 \text{ mm}$$

$$M = 46 \times 1{,}75 = 80 \text{ „}$$

$$Z = 46 \times 1{,}90 = 87 \text{ „}$$

$$T = 46 \times 0{,}80 = 37 \text{ „}$$

A diferença entre a abertura de entrada em atividade e a regulagem em descanso escolhida é (cf. p. 238):

$$46 - 35 = 11 \text{ mm}$$

Quando esta abertura diminui de 11 mm, A e Z diminuem de:

$$11 \times 1{,}2 = 13 \text{ mm}$$

e M de:

$$11 \times 1{,}25 = 14 \text{ „}$$

Donde os outros valores em descanso:

$$E_0 \quad 35 \text{ mm}$$
$$A_0 = 69 - 13 = 56 \text{ mm}$$
$$M_0 = 80 - 14 = 66 \text{ „}$$
$$Z_0 = 87 - 13 = 74 \text{ „}$$
$$T_0 = T \quad = 37 \text{ „}$$

Regulagem simplificada da bagaceira

Muitas vezes, em Java, costumava-se colocar os dentes da bagaceira conforme o procedimento indicado (fig. 13.7). Disso resultava um certo valor da cota A. Determinava-se então simplesmente a parte posterior da bagaceira, de modo que a cota Z fosse igual à cota A acrescentada de 4 mm por decímetro de largura da bagaceira.

$$Z = A + 0{,}04L \qquad (13.16)$$

Z = distância do rolo superior à parte posterior da bagaceira, em mm;

A = distância do rolo superior aos dentes da bagaceira, em mm;

L = largura da bagaceira, em mm.

Se $L = 300$ mm, tomava-se: $Z = A + 12$ mm.

Regulagem aconselhada

Em geral, as moendas modernas não permitem mais dispor das cotas A, M e Z, como se fazia antigamente. Uma vez que as posições respectivas dos 3 rolos da moenda estão determinadas, do modo considerado ótimo, para obter as aberturas de entrada e de saída desejadas, por via de regra, só é possível modificar a posição da bagaceira em duas direções: a vertical e a horizontal, isto é, em bloco, paralelamente a ela mesma, de cima para baixo e de trás para a frente, com os dentes descansando sobre o rolo de entrada (fig. 13.12). Em certos modelos modernos, esta liberdade é ainda mais reduzida: a bagaceira é montada sobre um eixo, o qual é colocado num excêntrico (fig. 19.4); neste caso, só se pode fazê-la subir ou descer por rotação do excêntrico e fazê-la girar em volta deste eixo, para apoiá-la contra o rolo de entrada. Deve-se reconhecer que estas moendas funcionam tão bem quanto as outras e que as restrições impostas às regulagens, que são, aliás, mais fáceis, rápidas e práticas, não causaram problemas.

Nestas condições, só é possível efetuar uma das 3 cotas A, M ou Z; geralmente, escolhe-se M, e o fabricante de máquinas deve construir moendas e bagaceiras nas quais, para toda cota M possível, as cotas, correspondentes A e Z tenham um valor correto, independente do estado de desgaste dos rolos. Além disso, o engenheiro encarregado das moendas deve observar que a cota T conserve um valor satisfatório, nem alto e nem baixo demais.

Será suficiente estabelecer um bom valor de M.

A altura M da bagaceira, assim como as aberturas E e e de entrada e de saída (evidentemente com referência aos valores em atividade), depende da carga-fibra, com a única diferença de que, numa moenda com pressão hidráulica, a abertura e depende diretamente da carga-fibra e se ajusta ao seu valor momentâneo, enquanto a abertura E e a cota M tomam os valores que esta posição momentânea do rolo superior lhes confere, mas que, por sua vez, dependem da regulagem adotada.

Conforme nossa experiência, se a abertura E foi corretamente estabelecida, uma moenda bem regulada deve ter como altura M da bagaceira em atividade:

Para uma 1.ª moenda esmagadora	$M = E + 4q$	
» » 1.ª » após esmagador	$M = E + 3{,}3q$	
» » 2.ª » » moenda esmagadora	$M = E + 2{,}8q$	(13.17)
Para as outras moendas	$M = E + (2{,}4 \text{ a } 2{,}5)q$	

M = altura, no plano axial, entre bagaceira e diâmetro médio do rolo em atividade, em mm;

E = abertura de entrada em atividade (cf. p. 238), em mm;

q = carga-fibra (cf. p. 161), em kg/m².

Portanto, as alturas nos dentes, A, e na parte posterior, Z, devem variar proporcionalmente. Por exemplo, para as últimas moendas ("outras moendas") devem ter os seguintes tamanhos:

$$A = E + (1{,}5 \text{ à } 2)q$$

$$Z = E + (2{,}6 \text{ à } 2{,}8)q$$

e verifica-se que o espaço livre da parte posterior será de:

$$T = 0{,}8E.$$

Estes valores supõem que:

a) A relação $m = \dfrac{E}{e}$ seja correta (quadro 13.5) ou próxima aos valores corretos.

b) A cota A é medida no ponto mais próximo do rolo superior. Este ponto em geral não são os dentes, pois certas bagaceiras apresentam um arredondamento pronunciado após a ponta.

c) Do mesmo modo como as cotas A, M e Z se relacionam ao diâmetro médio, a cota T se relaciona à abertura média. Se a parte posterior da bagaceira possui entalhes, correspondendo aos dentes do rolo de saída, a cota T está compreendida entre a linha média da parte posterior e o diâmetro médio do rolo.

Depois de estabelecer o valor de M em atividade desta maneira, é preciso deduzir seu valor M_0 em descanso. Ora, nas moendas com castelos simétricos, quando o valor da abertura de saída em atividade e_A (obtido conforme foi indicado na p. 235) baixa ao seu valor em descanso s_0, (regulagem adotada, cf. p. (237), o rolo superior se aproxima da bagaceira de 1,25 $(e_A - s_0)$ (cf. fórm. 10.4, p. 140). O valor da altura axial entre a bagaceira e o rolo superior, em descanso, será, então:

$$M_0 = M - 1{,}25(e_A - s_0) \qquad (13.18)$$

Nas moendas com castelos inclinados de 15°, assim como nas moendas Fives-Lille C.46 ou F 63, este valor será de aproximadamente:

$$M_0 = M - 1{,}05(e_A - s_0) \qquad (13.19)$$

Este método de regulagem dá resultados melhores que o método clássico.

Variação da altura da bagaceira ao longo do tandem

Quando se fala de "altura" da bagaceira, nada mais se entende do que a cota *M*, tomada em relação ao diâmetro médio do rolo superior.

Assim como as aberturas de entrada e saída, a altura da bagaceira varia ao longo do tandem e diminui da 1.ª à última moenda.

Relacionando as alturas em atividade com a carga-fibra *q*, obtêm-se valores que podem ser empregados em tandens de todas as dimensões e capacidades. Segue um quadro em que as alturas específicas são calculadas em mm por kg/m² de carga-fibra.

QUADRO 13.9

Relação M/q da altura da bagaceira em atividade com a carga-fibra

Tandem	*12 rolos*	*14 rolos*	*15 rolos*	*17 rolos*	*18 rolos*
1.ª moenda	8,7-8,2	6,6	8,7-8,2	6,6	8,7-8,2
2.ª "	5,6	5,3	5,6	5,3	5,6
3.ª "	4,8	4,8	5	5	5
4.ª "	4,4	4,4	4,7	4,7	4,7
5.ª "			4,4	4,4	4,7
6.ª "					4,4

Obtém-se uma boa altura da bagaceira em atividade, tomada no plano axial vertical do rolo superior duma moenda qualquer, ao multiplicar os valores acima pela carga-fibra *q*.

Por exemplo, se $q = 10$ kg/m², as alturas das 4 bagaceiras dum tandem com 12 rolos são as seguintes:

82 (sendo após shredder) — 56 — 48 — 44 mm.

Donde se deduzem facilmente as regulagens em descanso a serem obtidas.

Considerações sobre a altura da bagaceira

Certos engenheiros preferem instalar a bagaceira numa posição bastante alta, outros preferem-na numa posição mais baixa.

Uma bagaceira alta demais absorve uma fração considerável da pressão hidráulica, prejudica a extração, aumenta o consumo de potência da moenda e se desgasta mais rapidamente. Além disso, a moenda se engasga, com uma carga-fibra mais baixa, diminuindo, assim, sua capacidade.

Uma bagaceira baixa demais implica na adoção dum ângulo maior de pega do bagaço pelo rolo de saída (fig. 13.9),

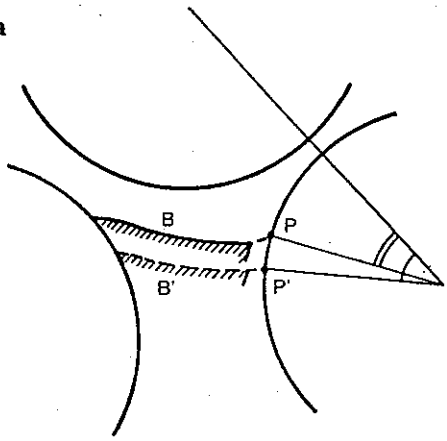


FIG. 13.9. — Ângulo de pega do rolo de saída.

dificultando esta pega e, como conseqüência, aumentando os riscos de engasgos. Além disso, o bagaço tende a formar um rolete, porque a camada superior é arrastada pelo rolo superior, enquanto a camada inferior é freada pela fricção sobre a bagaceira. Isto causa engasgos, escorregamentos e pressão deficiente na saída. Para evitar a queda de pequenos pedaços de bagaço em *P'*, é preciso adotar uma regulagem mais apertada da cota *T*, entre a parte posterior e o rolo de saída.

Examinando estas duas séries de inconvenientes, é ainda melhor uma bagaceira alta demais do que muito baixa.

Barulhos anormais

Quando os dentes da bagaceira se encostam muito embaixo, sobre o rolo de entrada, diz-se que a moenda "ronca" (ângulo β da fig. 13.7 grande demais). Em *B*, forma-se então uma bolsa (fig. 13.8), donde o bagaço comprimido sai com dificuldade, provocando a vibração e o ronco característicos.

Isto não chega a ser um problema, porém, ao contrário de uma idéia difundida, também não é prova duma boa regulagem ou de um bom funcionamento da moenda.

Quando uma moenda "geme" e, em especial, quando vibra, isto se deve quase sempre a uma bagaceira baixa demais, provocando a formação dum rolete de bagaço sobre a bagaceira.

Espirro

Diz-se que uma moenda "espirra" quando expele, a intervalos, pequenas quantidades úmidas de bagaço pela sua abertura de saída. Na maioria dos casos, este fenômeno se deve a uma regulagem apertada demais entre a bagaceira e o rolo de saída (cota *T* pequena demais). O caldo, sem encontrar saída, fica retido nas bolsas formadas pelo bagaço, aumentando a reabsorção (cf. fig. 10.17), até que seja expulso violentamente pelo lado livre no momento em que passa pelo espaço mínimo, formado pela abertura de saída. Deste modo, a extração é muito prejudicada.

Uma moenda pode "espirrar" mesmo quando a cota *T* é suficiente. Neste caso, isto se deve ao conjunto de todos os fatores, provocando a reabsorção: velocidade, empuxo, abertura de entrada grande demais, ausência de messchaerts na entrada etc.

Engasgos

Diz-se que há "engasgos" quando a moenda não é capaz de absorver toda a matéria que chega, a qual, então, se acumula na entrada. Certos engasgos podem ser ocasionados pelo seguinte motivo: o rolo de entrada desgastou seus mancais na parte de trás. Quando a pressão se estabelece, a camada de bagaço o empurra para a cavidade do desgaste, cuja profundidade pode atingir 1 ou 2 mm; então o rolo se separa da bagaceira, o bagaço continua preso aos dentes da bagaceira e impede a passagem.

Inversamente, apertando a bagaceira, o rolo, que gira às vezes sem pegar, fricciona sobre a bagaceira, desgastando-a rapidamente.

Portanto, os sintomas deste caso são:

a) Desgaste rápido da bagaceira.

b) Pequeno deslocamento do rolo de entrada para trás, no momento em que o bagaço chega à moenda.

Os engasgos mais freqüentes são devidos a:

a) Regulagem incorreta da moenda, a abertura de entrada pequena ou grande demais, a bagaceira mal colocada ou mal ajustada ao rolo de entrada, o espaço livre da parte posterior pequeno demais.

b) Dentes da bagaceira levantados ou recurvados para baixo.

c) Rolo liso demais, ou muito novo, ou polido pelo uso.

d) Rolo com diâmetro pequeno demais, muito gasto, com dentes arredondados.

e) Uma embebição excessiva para a tonelagem a ser moída, ou efetuada com água quente demais.

Desprendimento dos flanges

Quando a bagaceira é muito baixa, a pressão se efetua sobre os flanges do rolo superior, provocando seu desprendimento, pela quebra dos parafusos de fixação.

Portanto, o desprendimento dos flanges pode ser um sinal de regulagem demasiadamente baixa da bagaceira.

Todavia, pode ser ocasionado, também, pela pronunciada desigualdade da espessura da camada de bagaço entre os lados direito e esquerdo, pela passagem dum corpo estranho em um lado ou pelo jogo insuficiente entre flanges e rolos inferiores.

Desgaste em sulcos da bagaceira

A superfície da bagaceira não se desgasta uniformemente: em geral formam-se cavidades longitudinais, correspondendo aos dentes da bagaceira e aos dos rolos de entrada, mas divergindo do centro para as extremidades da bagaceira no sentido do percurso do bagaço (fig. 13.10).

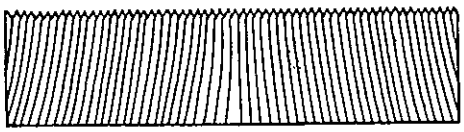


FIG. 13.10. — Desgaste em sulcos da bagaceira (visto de frente).

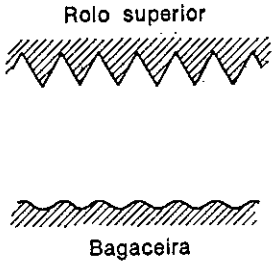


FIG. 13.11. — Bagaceira sulcada.

Esta divergência provém do fato de que a carga de bagaço das moendas é sempre maior no centro do que nas extremidades dos rolos. Quando o bagaço comprimido e estreitamente canalizado pelos sulcos dos rolos chega à bagaceira, ele procura repartir-se de uma maneira uniforme, espalhando-se do centro para as extremidades.

Este fato provoca um desgaste maior dos rolos no centro do que nas extremidades: isto se constata com facilidade colocando uma régua sobre os rolos no fim da safra. Quando os rolos de entrada e superior estão desgastados, a camada de bagaço fica ainda mais grossa no centro e os sulcos se acentuam na bagaceira.

O transportador helicoidal, que leva o bagacilho do separador para os condutores intermediários, deixa cair mais no meio do que nos lados, contribuindo no carregamento maior do centro.

Finalmente, há fricção sobre os lados dos condutores e freamento do bagaço lateral, favorecendo o bagaço do centro; e obstrução da parte exterior pelas rodas e os trilhos de rolamento das roldanas, nos condutores com raspadeiras.

Todas estas causas contribuem na diminuição da camada de bagaço nos lados, provocando o que se chama "efeito lateral": a cana que não foi atingida

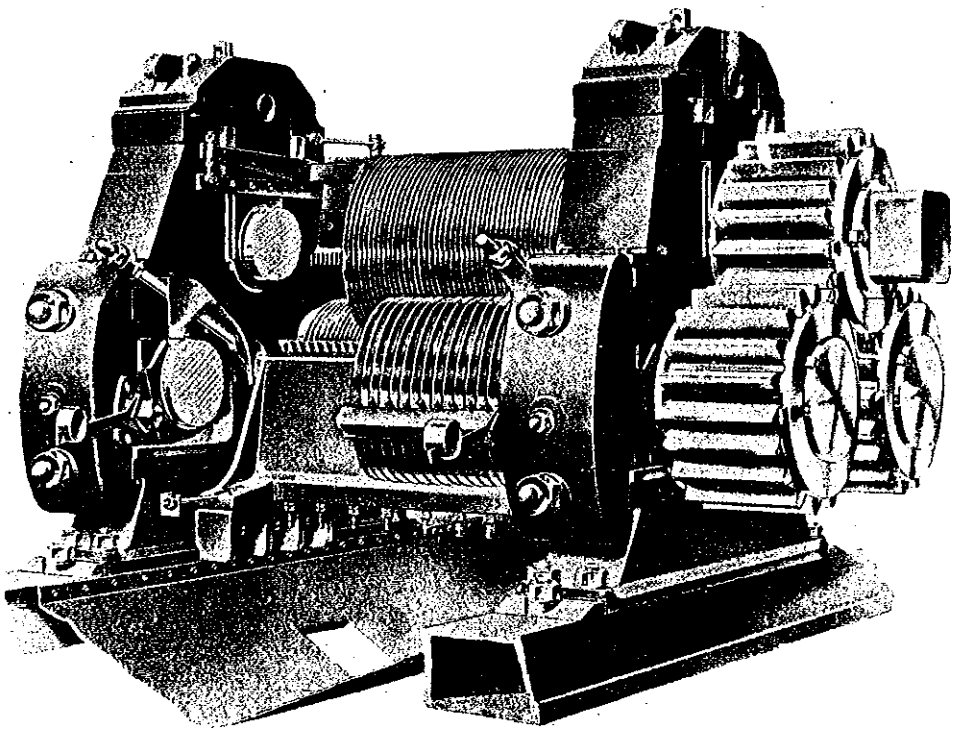


FIG. 13.12. — Fixação e regulagem da bagaceira. Ranhuras duplas no rolo de entrada (Mirrlees Watson).

pelas navalhas e que chega às moendas nos lados do condutor é menos prensada e sai, às vezes, da 1.ª moenda apenas amassada e ainda reconhecível.

Para evitar a força exercida sobre os flanges, ocasionada pelo movimento divergente do bagaço na bagaceira, certos fabricantes de máquinas construíram bagaceiras providas de leves sulcos, correspondendo aos do rolo de entrada, isto é, tendo entre si a mesma distância que os do rolo superior e sendo paralelos (fig. 13.11). Apresentam o inconveniente de contribuir para manter no rolo de saída a má distribuição do bagaço do rolo de entrada, corrigida em parte pelas bagaceiras lisas. Entretanto, podem ser interessantes, nos casos em que o tamanho dos sulcos divergentes poderia levar a dificuldades no rolo de saída.

Metal das bagaceiras

As bagaceiras são fabricadas em ferro fundido, aço ou aço inoxidável. Seu preço cresce na ordem indicada, mas a sua duração também, de modo que o preço de custo por tonelada de cana continua mais ou menos igual. As bagaceiras de aço inoxidável ficam polidas como espelhos pelo uso e se desgastam menos. A fricção do bagaço deve ser menor e a potência absorvida por esta fricção deve diminuir proporcionalmente. Entretanto, Munson (TSJ, abril 1955, p. 18), que efetuou algumas experiências, afirma que o coeficiente de fricção quase não muda com o tipo de metal. Estas bagaceiras são mais caras que as bagaceiras comuns, no entanto duram 2 a 3 vezes mais. Sua vantagem principal é que não precisam ser trocadas com muita freqüência.

14

POTÊNCIA DAS MOENDAS

MOAGEM DA CANA

A resistência apresentada pela polpa da cana ao esmagamento é ínfima em comparação com a das partes fibrosas, isto é, o córtex e os nós.

A resistência da cana ao esmagamento pode ser comparada à de um tubo vazio, reforçado com discos cheios, distribuídos sobre seu comprimento (fig. 14.1).

FIG. 14.1. — Representação esquemática da resistência da cana ao esmagamento.

A estrutura é a mesma do bambu, que, aliás, é parente próximo da cana e que apresenta as mesmas partes fibrosas. Sua única diferença da cana é não possuir polpa preenchendo os compartimentos assim delimitados (cf. p. 44 e fig. 3.1).

Influência do estado da cana sobre o trabalho de esmagamento. — A estrutura dos tecidos fibrosos da cana condiciona suas reações ao efeito da pressão. Comparando o comportamento da cana e do bagaço sob o efeito duma certa pressão p, constata-se que, para um mesmo aumento de pressão dp, a cana é esmagada com uma pressão dh, superior à que comprime o bagaço. Isto se deve à elasticidade do cilindro de córtex e aos pequenos tabiques dos nós.

A definição do trabalho e, conseqüentemente, da potência, demonstra que a potência gasta no esmagamento da cana é superior àquela gasta no esmaga-

mento do bagaço. Na realidade, o trabalho é o produto duma força (aqui p) por um deslocamento (dh).

Interdependência dos equipamentos de esmagamento. — Deduz-se que a potência exigida por um esmagador ou uma moenda depende da preparação da matéria que recebe. Isto também explica, em parte, como a potência absorvida por um shredder pode ser recuperada no resto do tandem. (Na realidade, além do ganho obtido graças à transformação da cana numa camada fibrosa menos compressível, há, principalmente, a possibilidade de aliviar um pouco as moendas pela extração facilitada do caldo desta massa desintegrada.)

VALORES DA POTÊNCIA

As potências indicadas nas obras técnicas são, em geral, fornecidas em função da tonelagem de fibra manipulada.

Nas instalações a vapor, estas potências são calculadas em cavalos-vapor indicados por tonelada de fibra por hora (C.V.I./TFH) ou por tonelada de cana por hora (C.V.I./TCH).

Noël Deerr (p. 194) indica:

QUADRO 14.1

Potência das moendas, segundo Noël Deerr

		C.V.I./TCH	*C.V.I./TFH*
Condutor de cana Esmagador 1.ª moenda	por moenda	3,3 a 4,4 Em média: 3,7	26 a 34 Em média: 29
2.ª „ 3.ª „ 4.ª „	por moenda	2,2 a 3 Em média: 2,5	17 a 23 Em média: 20

Estes valores correspondem a uma moenda de 860 × 1 980 mm, moendo 45 TCH de cana com 12,7% de fibra, sob uma pressão hidráulica de 400 t nas moendas.

Maxwell (p. 305) indica os seguintes números, para Java e Havaí:

QUADRO 14.2

Potência das moendas, segundo Maxwell

	C.V.I./TFH	
	Java	*Havaí*
Esmagador	16 a 18	15 aprox.
Esmagador duplo	30 „ 38	
1.ª moenda não precedida por esmagador	30 „ 38	30
1.ª moenda precedida por esmagador	26 „ 30	30
Moendas intermediárias	15 „ 26	30
Última moenda	15 „ 23	30

Este quadro bem demonstra a preocupação no Havaí de tirar o máximo de cada moenda.

Para Java, Tromp (p. 198) fornece números um pouco diferentes:

QUADRO 14.3

Potência das moendas em Java, segundo Tromp

	C.V.I./TFH	
	Valores extremos	*Média*
Esmagadores	8 a 35	17
1.ª moenda	15 „ 51	28
2.ª „	14 „ 38	24
3.ª „	11 „ 31	19
4.ª „	10 „ 28	18
5.ª „	9 „ 23	16

No México (TSJ, maio 1965, p. 35), calculam-se 14 a 18 C.V.I./TFH de potência absorvida e 22 C.V.I./TFH de potência instalada.

Relações entre a fibra e a potência

Estas potências indicadas são interessantes e úteis, mas as variações assinaladas são consideráveis.

Isto é devido ao fato de que a tonelagem de cana, e mesmo a tonelagem de fibra, possui apenas uma relação bastante longínqua com a potência desenvolvida. Veremos as causas.

FÓRMULA GERAL DE POTÊNCIA DAS MOENDAS

O estabelecimento da potência absorvida por uma moenda é bastante complexo, porque depende de vários fatores.

Primeiramente, esta potência se decompõe em 6 expressões principais diferentes:

1.º Potência absorvida pela compressão do bagaço.

2.º Potência absorvida pelas fricções entre pontas de eixos e mancais dos rolos.

3.º Potência absorvida pela fricção entre bagaço e bagaceira.

4.º Potência absorvida pela fricção dos pentes e dos dentes da bagaceira contra os rolos, à qual se acrescenta a energia necessária ao desprendimento do bagaço nestes pontos.

5.º Potência absorvida pelo acionamento dos condutores intermediários.

6.º Potência absorvida pelas engrenagens.

De outro lado, estas 6 potências componentes, por sua vez, dependem de certos fatores, bastante difíceis de serem medidos ou calculados, tais como: varie-

dade da cana (com peso de fibra igual, o esmagamento de duas variedades diferentes pode exigir potências bastante diferentes), estado das superfícies em fricção, qualidade e manutenção da lubrificação, regulagem das aberturas, estado da bagaceira etc.

Devido à impossibilidade de levar em conta todos estes fatores, não se pode procurar uma precisão muito grande no cálculo da potência das moendas; é preciso satisfazer-se com um valor geral, bastante útil, porque muitas pessoas não têm o mínimo conhecimento nem mesmo de seu valor aproximado. Os valores encontrados na prática podem ser bastante diferentes das potências médias aqui estabelecidas. Esta diferença pode atingir 20 e até, às vezes, 25% do valor normal indicado pela fórmula.

Considerando esta restrição, calcula-se a potência duma moenda decompondo-a nas 6 expressões indicadas.

Seja:

P = a potência absorvida pela moenda (estuda-se primeiramente a potência absorvida entre dois rolos);

L = a largura dos rolos;

D = o diâmetro dos rolos;

n = a velocidade de rotação dos rolos, em rpm;

v = a velocidade linear periférica dos rolos;

F = a carga hidráulica sobre o rolo superior (ou C.H.R.);

p_M = a pressão máxima exercida sobre o bagaço durante sua passagem;

e_A = a espessura mínima do bagaço comprimido, no plano axial;

e_N = a espessura do bagaço à sua passagem pelo plano neutro;

q = a carga-fibra da moenda;

τ = a carga-fibra específica $= \frac{q}{D}$;

r = o coeficiente de supervelocidade;

c = a compressão do bagaço num ponto qualquer;

C = a compressão máxima do bagaço.

1. **Potência absorvida pela compressão do bagaço.** — Considere-se o bagaço passando entre dois rolos, decompondo-o em seções correspondentes ao comprimento por ele percorrido em um segundo (fig. 14.2). No fim do 2.º segundo, a aparência será exatamente a mesma que no fim do 1.º, com exceção do fato de que cada seção avançou de um estágio: as seções 0, 1, 2, 3 e 4 estarão, respectivamente, nas posições 1, 2, 3, 4 e 5. Sob o ponto de vista do trabalho efetuado, não há nenhuma mudança, salvo a seção 0, a qual não recebia nenhuma pressão e desapareceu, e a seção 4, sob pressão máxima, que terá progredido até 5. Assim, é como se cada seção 0 tivesse sido comprimida com a pressão máxima p_M.

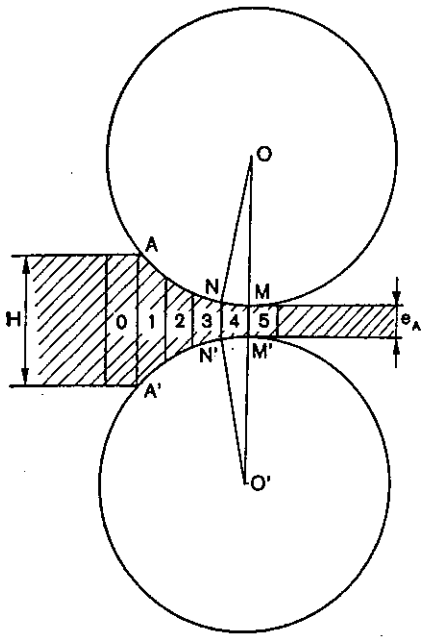


FIG. 14.2. — Compressão do bagaço.

Sabe-se, porém (cf. pp. 157 e 186), que o fenômeno é mais complexo; a pressão aumenta mais ou menos seguindo a lei teórica de A em N, sendo NN' o plano neutro, depois conserva-se quase constante entre o plano neutro NN' e o plano axial MM', decaindo com rapidez em seguida. Portanto, decompor-se-á a compressão em duas fases:

a) o aumento da pressão, de AA' a NN', a pressão passando de 0 a p_M;

b) a fase sob pressão constante de NN' a MM', durante a qual a pressão continua com o valor p_M.

a) 1.ª FASE. — Calcula-se primeiramente a potência P'_1 absorvida durante a 1.ª fase. Para isto, nas fórmulas da página 176, não se leva em consideração a ação dos co-senos (cos. α/cos. β), obtendo-se um resultado aproximado por excesso, na teoria, porém compensando na prática a hipótese segundo a qual a pressão se exerce em sentido vertical nas colunas 1, 2, 3 e 4. Uma seção possui uma superfície Lv e o trabalho efetuado em 1 segundo tem como valor, sendo p a pressão num ponto qualquer:

$$P'_1 = -Lv\int_H^{e_N} p\cdot dh = -Lv\int_H^{e_N}\frac{88}{(10c)^6}\cdot dh = -88Lv\left(\frac{H}{10}\right)^6\int_H^{e_N}\frac{dh}{h^6}$$

$$P'_1 = -88Lv\left(\frac{H}{10}\right)^6\left[-\frac{1}{5h^5}\right]_H^{e_N} = -\frac{88}{10^6}\cdot\frac{LvH^6}{5}\left[\frac{1}{H^5}-\frac{1}{e_N^5}\right] = -\frac{88LvH}{5\cdot 10^6}\left[1-\left(\frac{1}{C_N}\right)^5\right]$$

Não considerando 1 antes de $\left(\frac{1}{C_N}\right)^5$:

$$P'_1 = \frac{Lve_N}{5}\cdot\frac{88}{(10C_N)^6}$$

Nesta expressão, L está em cm, v em cm/s, já que as pressões estão em kg/cm², mas e_N está em metro, já que se procuram os kgm. Estando todos os comprimentos em cm, estabelece-se:

$$P'_1 = \frac{Lve_N}{500}\cdot\frac{88}{(10C_N)^6} \qquad (14.1)$$

Porém, $\frac{88}{(10C_N)^6}$ é a pressão p_M correspondente à espessura NN' e que é fornecida pela fórmula (10.85):

$$p_M = \frac{3F_t}{L\sqrt{De_N}} = \frac{88}{(10C_N)^6}$$

sendo F_t a carga teórica, no caso da reabsorção nula, e C_N a compressão máxima entre 2 rolos de abertura e_N, com reabsorção nula.

Eliminando $\frac{88}{(10C_N)^6}$ entre as expressões de P_1' e de p_M, obtém-se:

$$P_1' = \frac{Lve_N}{500} \cdot \frac{3F_t}{L\sqrt{D \cdot e_N}}$$

Porém: $v = \frac{\pi Dn}{60}$. Donde:

$$P_1' = \frac{\pi}{10\,000} \cdot F_t \cdot n\sqrt{D \cdot e_N}$$

ou:

$$P_1' = \frac{\pi}{10\,000} \cdot F_t \cdot nD\sqrt{r\varepsilon_A} \tag{14.2}$$

b) 2.ª FASE. — A potência P_1'' absorvida durante a 2.ª fase é obtida imediatamente:

$$P_1'' = p_M \cdot Lv(e_N - e_A) = Lv \cdot p_M e_A(r - 1)$$

Da mesma maneira, eliminando p_M entre as expressões P_1'' e (10.85), após ter dividido e_A por 100, para ter todos os comprimentos em cm, e ter substituído v pelo seu valor $\pi Dn/60$, tem-se:

$$P_1'' = \frac{\pi}{2\,000} \cdot F_t \cdot nD\sqrt{\frac{\varepsilon_A}{r}} \cdot (r - 1) \tag{14.3}$$

Obtém-se, portanto, a potência total absorvida pela compressão do bagaço:

$$P_1 = P_1' + P_1'' = \frac{\pi}{10\,000} \cdot F_t\, nD\sqrt{\varepsilon_A}\left[\sqrt{r} + \frac{5(r-1)}{\sqrt{r}}\right]$$

Porém, sabe-se (fórm. 10.87) que a carga real sobre o rolo superior tem o seguinte valor:

$$F = F_t(1 + \sqrt{r - 1}) \tag{14.4}$$

Ora, é a única que nos interessa e que conhecemos. Portanto, estabelece-se finalmente:

$$P_1 = \frac{\pi}{10\,000} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A} \cdot \frac{6r - 5}{\sqrt{r}(1 + \sqrt{r - 1})} \tag{14.5}$$

Observa-se que a fração em r tem 1 como valor, quando $r = 1$.

Caso da moenda. — Considera-se agora o caso da moenda completa. A potência absorvida pela compressão do bagaço é igual à soma da potência absorvida pela compressão na entrada e da absorvida da mesma maneira na saída. Seria longo e enfadonho efetuar o cálculo duplo, porém uma observação permite simplificar o cálculo. É a seguinte: de um lado pelo fato da constância da soma das cargas de entrada e de saída, $F_E + F_S = 0{,}9F$ (cf. p. 193), de outro lado pela dominância da potência absorvida na saída sobre a potência absorvida na entrada, a potência total absorvida na moenda é aproximadamente igual à que seria absorvida apenas na saída, se a componente de saída F_S fosse substituída pela carga total do rolo superior F. Conforme o caso, é de 1 a 15% superior.

Isto se verifica com facilidade. Toma-se como exemplo o tandem da página 235 e verifica-se a afirmação precedente para uma das moendas em 2 casos extremos e 1 caso médio:

a) Relação m muito grande: $m = 2{,}4$ (cf. p. 237, fórm. 13.7).

Entrada: $F_E = 0{,}1F$; $r_E = 1{,}10$

Saída: $F_s = 0{,}8F$; $r_s = 1{,}40$.

b) Relação m normal: $m = 1{,}8$.

Entrada: $F_E = 0{,}2F$; $r_E = 1{,}15$

Saída: $F_S = 0{,}7F$; $r_S = 1{,}35$.

c) Relação m muito pequena: $m = 1{,}6$.

Entrada: $F_E = 0{,}3F$; $r_E = 1{,}20$

Saída: $F_S = 0{,}6F$; $r_S = 1{,}30$.

Aplica-se a fórmula (14.5). Deixando de lado os elementos constantes, $\frac{\pi nD}{10\,000}$, comparam-se as outras expressões que variam, primeiramente na soma $P_E + P_S$ e depois com a potência P, obtida da maneira indicada.

a) $m = 2{,}4$. — (P_E) $\quad 0{,}1F\sqrt{2{,}4} \times \dfrac{1{,}6}{1{,}0488 \times 1{,}3162} = 0{,}1796F$

(P_S) $\quad 0{,}8F\sqrt{1} \times \dfrac{3{,}4}{1{,}1832 \times 1{,}6325} = 1{,}4082F$

$(P_E) + (P_S)$ $\quad = 1{,}5878F$

(P) $\quad F\sqrt{1} \times \dfrac{3{,}4}{1{,}1832 \times 1{,}6325} = 1{,}7603F$. A diferença $= +11\,\%$.

b) $m = 1{,}8$. — (P_E) $\quad 0{,}2F\sqrt{1{,}8} \times \dfrac{1{,}9}{1{,}0724 \times 1{,}3873} = 0{,}3427F$

$$\frac{(P_S)\quad 0{,}7F\sqrt{1}\quad \times \frac{3{,}1}{1{,}1619 \times 1{,}5916} = 1{,}1734F}{(P_E) + (P_S)} \qquad = 1{,}5161F$$

$$(P) \qquad F\sqrt{1} \times \frac{3{,}1}{1{,}1619 \times 1{,}5916} = 1{,}6763F. \text{ A diferença} = +11\,\%.$$

$$c)\ m = 1{,}6. — (P_E) \qquad 0{,}3F\sqrt{1{,}6} \times \frac{2{,}2}{1{,}0954 \times 1{,}4472} = 0{,}5266F$$

$$\frac{(P_S)\quad 0{,}6F\sqrt{1}\quad \times \frac{2{,}8}{1{,}1402 \times 1{,}5477} = 0{,}9520F}{(P_E) + (P_S)} \qquad = 1{,}4786F$$

$$(P) \qquad F\sqrt{1} \times \frac{2{,}8}{1{,}1402 \times 1{,}5477} = 1{,}5867F. \text{ A diferença} = +7\,\%.$$

Com o valor de aproximação dado e por nós aceito, adota-se, portanto, o cálculo simplificado, reduzindo um pouco o coeficiente, para levar em conta a diferença.

Portanto, a potência absorvida numa moenda pelo trabalho de compressão do bagaço tem o seguinte valor:

$$P_1 = \frac{3{,}14 \times 0{,}92}{10\,000} \cdot \frac{6r - 5}{\sqrt{r}(1 + \sqrt{r - 1})} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A}$$

com uma aproximação de 8 a 10%, em relação aos fatores considerados.

P_1 está em kgm/s. Em cavalos-vapor e calculando-se F em toneladas e D em metro:

$$P_1 = 0{,}4 \cdot \frac{6r - 5}{\sqrt{r}(1 + \sqrt{r - 1})} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A} \qquad (14.6)$$

P_1 = potência em cavalos absorvida pela compressão do bagaço na moenda;
r = coeficiente de supervelocidade à saída da moenda;
F = carga hidráulica da moenda, em t;
n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;
D = diâmetro médio dos rolos, em metro;
ε_A = abertura específica da saída da moenda $= \frac{e_A}{D}$

Abaixo fornecemos o valor da expressão $\frac{6r - 5}{\sqrt{r}(1 + \sqrt{r - 1})}$ para vários valores de r:

QUADRO 14.4

r	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2
$\frac{6r-5}{(1+\sqrt{r-1})\sqrt{r}}$	1	1,159	1,388	1,587	1,760	1,913	2,049	2,282	2,475

EXEMPLO. — Para: $F = 340$ t, $r = 1{,}3$, $n = 5$ rpm, $D = 0{,}813$ m, $\varepsilon_A = 0{,}0164$, obtém-se: $P_1 = 0{,}4 \times 1{,}587 \times 340 \times 5 \times 0{,}813 \times 0{,}1281 = 112$ CV.

Murry (MEC, p. 147) concluiu, após analisar os resultados obtidos no laboratório, que a fórmula dada na 1.ª edição desta obra, ou seja, $P_1 = 0{,}5\ FnD\sqrt{\varepsilon_A}$, era incompleta. Esta fórmula estava longe de corresponder às potências constatadas. Procurando outros fatores possíveis, ele propôs (p. 150):

$$P_1 = \lambda \cdot C_A^{0,75} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A} \tag{14.7}$$

Como esta fórmula foi estabelecida apenas para uma 1.ª moenda, Munro (INV, p. 149) calculou-a para o caso duma moenda trabalhando com bagaço e propôs:

$$P_1 = \lambda \cdot C_F^{0,21} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A} \tag{14.8}$$

sendo C_F o "coeficiente de enchimento":

$$C_F = \frac{V_f}{V_E} \tag{14.9}$$

isto é, a relação do volume de fibra com o volume produzido, ou, em outras palavras, com um coeficiente constante muito próximo ao nosso coeficiente de empuxo φ.

A incerteza sobre o expoente a ser atribuído à relação de compressão C_A ou ao coeficiente de enchimento C_F e, sobretudo, a disposição dos pontos-resultado nos gráficos dos quais é deduzido (MEC, fig. 6.11 e INV, fig. 7.11) levaram-nos a renunciar à introdução destes fatores. Por exemplo, a figura 6.11 de Murry pode levar a adotar tanto C_0 ou $(C_0 + 1)$ como $C_0^{0,75}$. De outro lado, a consideração da reabsorção levou-nos a um fator novo, a expressão de r da fórmula (14.6). Como o coeficiente de supervelocidade r é mais ou menos função de C_A ou de C_F, esta expressão pode, numa certa medida, levar à correção, conforme foi intencionada por Murry e Munro.

2. **Potência absorvida pelas fricções entre pontas de eixo e mancais.** — Foi visto (p. 155) que a soma das forças que se exercem sobre o conjunto dos 6 mancais duma moenda tem o valor $2F$ ou, mais exatamente (p. 193), $1{,}9F$, aproximadamente.

Seja f_1 o coeficiente de fricção do aço sobre o bronze. Como o diâmetro das pontas de eixo é, geralmente, igual à metade do diâmetro D dos rolos, a potência absorvida pela sua fricção sobre os mancais tem o seguinte valor:

$$P_2 = 1{,}9 \times 1\,000F \cdot f_1 \cdot \frac{\pi \frac{D}{2} n}{60 \times 75} = 0{,}663 f_1 \cdot FnD \qquad (14.10)$$

Valor de f_1. — Tromp (pp. 190 e 195) fornece $f_1 = 0{,}12$ a $0{,}15$, valor certamente excessivo. Lehky (ISJ, 1937, p. 140) dá: 0,067. Varona (ISJ, 1938, p. 427) indica 0,03 como resultado duma experiência. A firma Cail utiliza 0,08, acreditando que haja uma variação de 0,05 a 0,10, conforme a eficiência da lubrificação. Adotando 0,06, segue-se:

$$P_2 = 0{,}663 \times 0{,}06FnD = 0{,}04FnD \qquad (14.11)$$

Observa-se que, com valores diferentes de f_1, se obtém:

Para $f_1 = 0{,}05$ $\qquad P_2 = 0{,}033FnD \qquad (14.12)$

Para $f_1 = 0{,}08$ $\qquad P_2 = 0{,}053FnD \qquad (14.13)$

Com rolamentos de esferas ou de roletes, do tipo S.K.F. ou Timken, pode-se diminuir f_1 a 0,003 ou 0,005, permitindo a redução do valor médio de P_2 em 90 a 95%.

3. **Potência absorvida pela fricção entre bagaço e bagaceira.** — Foi suposto (p. 154) que a bagaceira suporta cerca de 20% da C.H.T. exercida sobre o rolo superior.

Seja f_2 o coeficiente de fricção do bagaço sobre o aço. Esta fricção se produz sobre a superfície da bagaceira, que se encontra a uma distância de $0{,}55D$ do eixo do rolo superior. De outro lado, ocorre um certo deslizamento na massa do bagaço em trânsito, devido à falta de coesão desta massa e, conseqüentemente, a camada situada sobre a superfície da bagaceira não possui a mesma velocidade que aquela em contato com o rolo superior. Estimando este deslizamento em 25%, obtém-se:

$$P_3 = 0{,}20 \times 1\,000F \cdot f_2 \times \frac{2\pi \times 0{,}55Dn \times 0{,}75}{60 \times 75}$$

ou:

$$P_3 = 0{,}115 f_2 \cdot FnD \qquad (14.14)$$

Valor de f_2. — Bullock e Murry (INV., p. 147, MEC, pp. 94 e 206) estudaram de modo muito extensivo o coeficiente de fricção do bagaço sobre o metal. Selecionando entre os valores encontrados aqueles relativos à fricção sobre ferro fundido ou aço liso, adota-se $f_2 = 0{,}35$, o que fornece:

$$P_3 = 0{,}04FnD \qquad (14.15)$$

Tomando valores diferentes para os fatores aleatórios, obter-se-ia:

Para $R_b = 0{,}15F$, $g = 30\%$ e $f_2 = 0{,}3$: $P_3 = 0{,}025FnD \qquad (14.16)$

Para $R_b = 0{,}25F$, $g = 20\%$ e $f_2 = 0{,}4$: $P_3 = 0{,}06FnD \qquad (14.17)$

Assinala-se que Russel (p. 80) deduz dos trabalhos de Murry ("A theoretical and experimental investigation into the Mechanics of crushing prepared

sugar cane") e de Cullen ("An investigation of the shear strength of bagasse") que este coeficiente f_2 é, mais freqüentemente, de cerca de 0,2 a 0,3.

4. **Potência absorvida pela fricção dos pentes e dos dentes da bagaceira.** — Supondo que o desprendimento do bagaço exija uma pressão determinada por centímetro de comprimento de raspadeira, ou seja p, e designando por f_3 o coeficiente de fricção do aço sobre o ferro fundido, a seco, esta expressão terá a seguinte forma:

1) Rolo superior: $P'_4 = p \cdot 100L \cdot f_3 \cdot \dfrac{\pi Dn}{60 \times 75} = 0{,}07 f_3 \cdot pLnD$

2) Rolo de saída: $P''_4 = p \cdot 100L \cdot f_3 \cdot \dfrac{\pi Dn}{60 \times 75} = 0{,}07 f_3 \cdot pLnD$

3) Rolo de entrada: $P'''_4 = p' \cdot 100L \cdot f_3 \cdot \dfrac{\pi Dn}{60 \times 75} = 0{,}07 f_3 \cdot p'LnD$

Para os 3 rolos:

$$P_4 = (2p + p')0{,}07 f_3 \cdot LnD \tag{14.18}$$

Valor de f_3. — Tromp (p. 195) fornece: $f_3 = 0{,}33$. Os formulários indicam 0,18 (Laharpe, p. 378; Izart, p. 174). Adotando este último valor, obtém-se:

$$P_4 = 0{,}0126(2p + p')LnD \tag{14.19}$$

É possível negligenciar o trabalho de desprendimento do bagaço propriamente dito. De outro lado, Tromp calcula (p. 196) $p = p' = 18$ kg/cm. Uma experiência de Varona fornece:

$$p' \approx \frac{4}{3}p$$

e é possível deduzir disso os valores aproximados $p = 50$ kg/cm, $p' = 67$ kg/cm, supondo estes valores $f_3 = 0{,}18$. Em Queensland (QSSCT, 24.º, p. 113) calcula-se $p' = 74$ kg/cm e atribui-se a p entre o pente do rolo superior o valor $p = 37$ e entre o do rolo de saída o valor $p = 18$ kg/cm. Efetuando a média entre os dois totais, obtém-se:

$$P_4 = 2LnD \tag{14.20}$$

5. **Potência absorvida pelo acionamento do condutor intermediário.** — Sem entrar em fórmulas mais exatas, porém mais complicadas, é possível admitir que esta expressão seja a seguinte:

$$P_5 = \lambda \cdot LnD$$

e estabelecer:

$$P_5 = 2LnD \tag{14.21}$$

Detendo-se, provisoriamente, neste ponto, para resumir estas 5 primeiras expressões e agrupá-las, obtém-se:

QUADRO 14.5

Potência das moendas

		Valor mínimo	*Valor médio*	*Valor máximo*
Compressão do bagaço	P_1		$0{,}4 \cdot \frac{6r-5}{(1+\sqrt{r-1})\sqrt{r}} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A}$	
Fricção das pontas dos eixos	P_2	$0{,}033FnD$	$0{,}04FnD$	$0{,}053FnD$
Bagaceira	P_3	$0{,}025FnD$	$0{,}04FnD$	$0{,}060FnD$
Pentes e dentes da bagaceira	P_4		$2LnD$	
Condutor intermediário	P_5		$2LnD$	
		$0{,}058FnD$		$0{,}113FnD$

Fizemos questão de indicar neste quadro os valores tomados por P_2 e P_3 para valores altos ou baixos dos coeficientes de fricção ou regulagem. Observa-se, assim, a considerável variabilidade destas expressões e compreende-se melhor a diferença de potência que pode ocorrer entre moendas bem lubrificadas e bem reguladas e moendas com manutenção deficiente.

Por outro lado, as expressões P_1, P_4 e P_5 estão sujeitas a variações de cerca de 25% a mais ou a menos, seja devido a uma questão de variedade da cana ou a motivos análogos aos precedentes.

Reunindo as expressões e efetuando seu valor médio, obtém-se a potência total consumida pela moenda propriamente dita:

$$P = nD\left[F\left(0{,}4 \cdot \frac{6r-5}{\sqrt{r}(1+\sqrt{r-1})} \cdot \sqrt{\varepsilon_A} + 0{,}08\right) + 4L\right] \qquad (14.22)$$

6. **Potência absorvida pelas engrenagens.** — É considerada estabelecendo a seguinte fórmula definitiva:

$$P = \frac{nD}{\rho}\left[F\left(0{,}4 \cdot \frac{6r-5}{\sqrt{r}(1+\sqrt{r-1})} \cdot \sqrt{\varepsilon_A} + 0{,}08\right) + 4L\right] \qquad (14.23)$$

P = potência total consumida numa moenda com 3 rolos, em C.V.I.;
n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;
D = diâmetro dos rolos, em metro;
L = largura dos rolos, em metros;
ρ = rendimento das engrenagens;
F = pressão hidráulica total exercida sobre o rolo superior, em t;
r = coeficiente de supervelocidade, na saída da moenda (cf. quadro 14.4);
ε_A = abertura específica, à saída da moenda $= \frac{e_A}{D}$.

Valor de ρ. — Lehky (ISJ, 1937, p. 140) dá os seguintes valores:

Rendimento dos rodetes: 0,95 × 0,95 = 0,90
Rendimento de cada par de engrenagens = 0,98
Fricção nos diferentes bronzes = 0,95

o que daria, no conjunto:

$$0{,}90 \times 0{,}98 \times 0{,}98 \times 0{,}95 = 0{,}82.$$

Entretanto, Varona (ISJ, 1937, p. 222) assinala diferenças consideráveis entre os rendimentos das engrenagens, conforme sua natureza:

Engrenagens com chevrons finos, com redução dupla, boa lubrificação = 0,96
Engrenagens comuns gastas = 0,80

Mac Nee (XI C. ISSCT, p. 1127) fornece, para um tandem:

a) com 2 pares de engrenagens retas ρ = 0,90 a 0,95
b) „ „ „ „ „ com chevrons ρ = 0,98.

Normalmente, calculam-se para engrenagens bem conservadas, incluindo a fricção dos bronzes:

QUADRO 14.6

Rendimento das engrenagens

Rendimento dos rodetes (influência sobre a potência total gasta pelo motor)	0,95
„ dos pinhões (caso da caixa de engrenagens, influência sobre a potência total)	0,97
„ de um par de engrenagens comuns	0,95
„ „ „ „ „ „ com chevrons	0,98
„ „ „ redutor duplo com chevrons	0,985
„ „ „ „ triplo „ „	0,98

VALORES FORNECIDOS PELA FÓRMULA (14.23). — Nesta fórmula foram adotados os valores qualificados de "médios". A aplicação desta fórmula, na prática, demonstra que os valores assim adotados fornecem bons resultados para as moendas clássicas.

Em moendas antigas, com bagaceira larga, pressão hidráulica lenta e lubrificação medíocre, o coeficiente 0,08 do parêntesis deve ser substituído por 0,10. Por outro lado, em moendas modernas bem conservadas, com bagaceira estreita e lubrificação automática, este coeficiente pode ser substituído por 0,06.

CASO DA 1.ª MOENDA. — A potência necessária para o esmagamento da cana, mesmo após ter sido preparada por navalha, é nitidamente superior àquela absorvida pela compressão do bagaço (cf. p. 255). Em nossa opinião, deve-se, por isso, substituir na 1.ª moenda o coeficiente 0,4, encontrado em parêntesis e que diz respeito a P_1, por:

1.ª moenda após navalha 0,50
„ „ „ „ e shredder 0,45

POTÊNCIA DOS ESMAGADORES. — Repetindo os mesmos cálculos, encontra-se para os esmagadores:

QUADRO 14.7

Potência dos esmagadores

Compressão da cana	$P_1 = 0{,}50 \cdot \dfrac{6r-5}{\sqrt{r}(1+\sqrt{r-1})} \cdot FnD\sqrt{\varepsilon_A}$
Fricção das pontas de eixo	$P_2 = \dfrac{2}{1{,}9} \times 0{,}04FnD \approx 0{,}04FnD$
Bagaceira	$P = 0$
Pentes	$P_4 = 2p \times 0{,}0126LnD \approx LnD$
Condutor intermediário	$P_5 = 0$

Levando em consideração o rendimento das engrenagens, obtém-se, portanto:

$$P = \frac{nD}{\rho}\left\{\left[0{,}50 \cdot \frac{6r-5}{\sqrt{r}(1+\sqrt{r-1})} \cdot \sqrt{\varepsilon_A} + 0{,}04\right]F + L\right\} \qquad (14.24)$$

Fórmula geral simplificada

O caráter aleatório do coeficiente 0,08, correspondendo às potências componentes P_2 e P_3, diminui bastante o interesse pela fórmula complexa (14.23). Na impossibilidade de fixar este coeficiente com precisão suficiente e ignorando o valor exato do rendimento das engrenagens, é bastante conveniente satisfazer-se com as seguintes fórmulas aproximadas:

QUADRO 14.8

Potência das moendas (fórmula simplificada)

	Potência normal P_N	*Potência máxima* P_P
1.ª moenda	$0{,}20FnD$	$0{,}25FnD$
Outras moendas	$0{,}18FnD$	$0{,}22FnD$

P_N = potência normal absorvida por uma moenda, em C.V.I.;
P_P = potência máxima absorvida por uma moenda, em C.V.I.;
F = carga hidráulica total exercida sobre o rolo superior, em toneladas;
n = velocidade de rotação dos rolos, em rpm;
D = diâmetro médio dos rolos, em metro.

Estas fórmulas são válidas para engrenagens comuns. Para um tandem composto de um redutor duplo e um tandem com chevrons, os coeficientes 0,20, 0,25, 0,18 e 0,22 deveriam ser substituídos por 0,19, 0,23, 0,17 e 0,20. Estas fórmulas são úteis nos anteprojetos, para a determinação das potências a serem instaladas.

Caso do esmagador. — Para um esmagador, usa-se:

$$P_N = 0{,}15FnD$$
$$P_P = 0{,}20FnD \qquad (14.25)$$

INFLUÊNCIA DA TONELAGEM MOÍDA

Mesmo considerando a fórmula mais exata, (14.23), um fato sobressai de imediato: a pequena influência da tonelagem moída na potência consumida.

Tomando como exemplo o caso duma última moenda de 813 × 1 675 mm, moendo, em igualdade de condições: 1.º 100 TCH, 2.º 80 TCH, com uma mesma fibra $f = 0{,}145$, nos dois casos, uma mesma velocidade $n = 5$ rpm e uma mesma C.H.T. de 340 toneladas, sendo o coeficiente r de supervelocidade 1,39 no 1.º caso e 1,28 no 2.º, obtêm-se as seguintes potências consumidas:

1.º caso:	100 TCH	P = 307 CV
2.º " :	80 "	P = 294 "

Para um aumento de 25% da tonelagem, a potência consumida aumenta de apenas 4 a 5%, aproximadamente.

Portanto, sob o ponto de vista do consumo de vapor nas moendas, é conveniente trabalhar com a camada de bagaço maior possível.

Pelo contrário, se o aumento de tonelagem é obtido por meio dum aumento da velocidade da moenda, sem modificação da regulagem e nem da carga-fibra, a potência consumida aumenta quase proporcionalmente à velocidade e à tonelagem.

DISTRIBUIÇÃO DA POTÊNCIA ENTRE OS 3 ROLOS

Conforme medições efetuadas numa 1.ª moenda de 810 × 1 675 mm, girando a $n = 5{,}2$ rpm, recebendo uma C.H.T. de 475 t e moendo 80 a 100 TCH, com uma regulagem em descanso de 22/3, a qual, com carga total, sobe a 34/20 (moenda FLC, C.46), o torque, ou a potência, distribui-se da seguinte maneira:

Rolo superior	56%
" de entrada	22 "
" " saída	22 "

A proporção entre os dois rolos inferiores pode parecer surpreendente. É devida aos seguintes fatos:

a) Trata-se duma 1.ª moenda. O esforço de esmagamento das fibras ainda não moídas é efetuado principalmente na entrada; na saída é bem menor.

b) O esforço de freamento da bagaceira, necessariamente muito apertada sobre o rolo de entrada, é maior que o efeito de freamento do pente sobre o rolo de saída.

Sem dispor de resultados para as moendas seguintes, acreditamos que a distribuição aproximada deva ser a seguinte:

Rolo superior	55%
„ de entrada	10 a 20 „
„ „ saída	25 a 35 „

COEFICIENTE TORQUE/CARGA

Murry (MEC, p. 138) observou que a expressão:

$$N = \frac{G}{FD} \tag{14.26}$$

N = "coeficiente torque/carga" ("torque-load number"),
G = torque total de acionamento dos dois rolos considerados,
F = carga exercida sobre o rolo superior,
D = diâmetro médio de rolos,

era um coeficiente sem dimensão e caracterizava a potência absorvida pela pressão da cana ou do bagaço entre dois rolos.

Com efeito: $P = G\omega$

P = potência absorvida,
ω = velocidade de rotação dos rolos,

e obtém-se:

$$P = G\omega = \frac{2\pi n}{60} \cdot G$$

Donde:

$$N = \frac{60P}{2\pi nFD} = 9{,}55\,\frac{P}{FnD} \tag{14.27}$$

o que está de acordo com nossas fórmulas do quadro 14.8. Aliás, Murry só se interessava pela potência absorvida pela compressão (nossa potência P_1) e já foi assinalado (p. 263) que, assim como Munro, ele propunha:

$$N = \lambda \cdot \sqrt{\varepsilon_A} \cdot C_0^{0,75} \quad \text{(cana; Murry)} \tag{14.28}$$

$$N = \lambda \cdot \sqrt{\varepsilon_A} \cdot C_F^{0,21} \quad \text{(bagaço; Munro)} \tag{14.29}$$

expressões comparáveis com nossa fórmula:

$$N = \lambda \cdot \sqrt{\varepsilon_A} \cdot f(r) \tag{14.30}$$

a qual é uma outra maneira de escrever nossa fórmula (14.6).

POTÊNCIA DUM TANDEM DE MOENDAS

Acabamos de estudar a potência absorvida por uma moenda individual. De que modo varia a potência total consumida por um tandem?

Evidentemente, é igual à soma das potências das unidades que a compõem. Porém, não se pode deduzir que a potência consumida por uma destas unidades seja a mesma, quando pertence a um tandem de 12 ou a um tandem de 18 rolos.

Com efeito, a potência consumida por uma moenda depende da pressão hidráulica escolhida, da velocidade com que gira e da carga-fibra correspondente. Ora, como foi visto, principalmente em Java (pp. 199 e 210), certos técnicos modificam estes elementos, conforme a posição da moenda no tandem.

Antigamente, distinguiam-se duas escolas principais:

a) A escola javanesa, na qual a carga das moendas era menor na mesma medida em que faziam parte dum tandem mais comprido. O objetivo desta escola era evitar um consumo demasiado de potência nos tandens longos, os quais, mesmo com potência total igual, já forneciam um aumento considerável de extração. É a solução dos países em que o açúcar é de baixo custo.

b) A escola havaiana, na qual se tira o máximo de cada moenda, independentemente do comprimento do tandem. É a solução dos países onde o açúcar é caro.

Maxwell (p. 306) indica os seguintes valores para a potência total consumida em cada um dos dois casos. Os valores de Java provêm das médias publicadas por este país; os do Havaí correspondem aos valores geralmente admitidos nessas ilhas.

QUADRO 14.9

Potência total consumida por um tandem, em C.V.I. por TFH

Tandem	*Java*	*Havaí*
11 rolos	105	112
12 ,,	107	132
14 ,,	101	148
15 ,,	110	165
17 ,,	110	181

É interessante observar que em Java eram os tandens com 14 rolos que consumiam a potência total mais fraca, quando relacionada à tonelagem de fibra moída.

Maxwell compara, a seguir (p. 307), os tandens com 14 rolos de 863 × 1 980 mm destes dois países e salienta a diferença existente entre o modo de preparação da cana e o modo de conduzir as moendas nos dois países.

a) Composição:

Java: 19 tandens com 14 rolos de 863 × 1 980 mm;

Havaí: 6 tandens com 14 rolos de 863 × 1 980 mm, precedidos por uma navalha e um shredder.

b) Condições de funcionamento:

QUADRO 14.10

Comparação entre tandens com 14 rolos de Java e do Havaí

	Capacidade em TFH	*Potência C.V.I./ TFH*	*Total das C.H.T. em t*	*Velocidade média em rpm*		*Embebição % de fibra*	*Extração*
				Esmagador	*Moendas*		
Java	8,3	101	1 630	3,15	1,85	150	94,7
Havaí	7,7	173	1 820	4,13	2,84	292	97,9

Os 173 C.V.I./TFH do Havaí incluem os motores da navalha e do shredder.

Embora estes dados sejam bastante antigos, evidenciam as razões das altas extrações obtidas no Havaí, nesta época:

1.º Moagem com baixa tonelagem.

2.º Altas pressões exercidas.

3.º Altas velocidades empregadas, mas muito abaixo das velocidades-limite.

4.º Elevado gasto de potência (devido aos 3 fatores precedentes).

5.º Alta embebição.

Fórmula de Parr

Parr propôs (ISJ, 1935, p. 355) a seguinte fórmula de potência:

$$P_B = 0{,}3 f N^{0{,}45} \qquad (14.31)$$

P_B = potência total absorvida por um tandem em C.V.I./TCH;

f = fibra da cana, em %;

N = número de rolos do tandem.

Esta fórmula apresenta o inconveniente de estar baseada na tonelagem de cana moída e foi visto (p. 269) que a potência consumida na realidade é muito pouco influenciada pela tonelagem. Porém, para uma moagem normal média, constitui uma relação interessante entre as escolas javanesa e havaiana.

POTÊNCIA EM FUNÇÃO DO PESO DE FIBRA MOÍDO

Embora os valores de potência relacionados ao peso de fibra não tenham um grande significado, indicamos os valores mais freqüentes, pois representam um interesse quanto ao rendimento prático da potência gasta nas moendas.

Esta potência é expressa em C.V.I. por TFH e por moenda (C.V.I./ TFH/M). É obtida com uma simples regra de 3, isto é, multiplicando por $3/N$ a potência total gasta no tandem por TFH (N = número de rolos) (cf. p. 69).

Num tandem curto, há aproximação aos valores havaianos: 25 a 30 C.V.I./TFH/M. Às vezes, alcançam-se 32 e até 35 C.V.I./TFH/M.

Em tandens médios, com 14 e 15 rolos, o valor é, em geral, de 20 a 25 C.V.I./TFH/M.

Em tandens mais compridos, com 17 a 25 rolos, o valor, às vezes, baixa a 18 e 15 C.V.I./TFH/M. Central Tarlac, nas Filipinas, com 25 rolos (2 esmagadores e 7 moendas de 915 × 2 134 mm), indica 12,4 C.V.I./TFH/M. É o valor mais baixo que conhecemos.

Na África do Sul (43.º C. SASTA, p. 177), trabalha-se com cerca de: 24 CV por TFH e por moenda, para os tandens com 15 a 18 rolos; 20 CV por TFH e por moenda, para os tandens com 21 rolos.

INFLUÊNCIA DA VARIEDADE

Antes foi assinalado (p. 258) que, para um mesmo peso de fibra moído, a potência pode variar de acordo com a resistência própria da variedade moída.

Na Austrália, uma usina moendo 2 variedades de cana, E.K. 28 e Badila, constatou que seu tandem consumia:

Com a E.K. 28:	69	C.V.I./TFH
„ „ Badila:	52,3	„

ou seja 1/3 a mais para a 1.ª variedade, em relação à 2.ª (FAS, 1931, p. 498).

POTÊNCIA A SER INSTALADA

Conhecendo a potência média consumida por uma moenda para os valores máximos da pressão hidráulica e da carga-fibra, é suficiente acrescentá-la de 15% para obter a potência do motor a ser instalado.

Tratando-se de acionamentos combinados, isto é, se o motor considerado aciona 2 ou mais moendas, é necessário apenas fixar sua potência nominal a 10% a mais da potência média máxima calculada.

15

MÁQUINAS A VAPOR DAS MOENDAS

Como será necessário estudar mais tarde as máquinas a vapor, serão consideradas agora somente quanto às moendas.

MODELO

Os modelos de máquinas mais empregados para as moendas são a Corliss e a máquina com válvulas de distribuição múltipla.

A Corliss (fig. 15.1) é desenhada mais especialmente para pressão baixa de vapor. Não é empregada para pressões ultrapassando 10 kg/cm². Apresenta um rendimento termodinâmico muito bom.

A máquina com distribuição por válvulas (fig. 15.2) é, geralmente, reservada à alta pressão de vapor. É empregada até 15 kg/cm². Este modelo fornece os mais baixos consumos de vapor por cavalo. Muitas vezes, adotam-se máquinas com distribuição mista: válvulas na admissão e gavetas cilíndricas no escape.

As máquinas com gaveta e distribuidor cilíndrico são mais baratas, porém, como seu rendimento é inferior, são menos econômicas.

VELOCIDADE

As máquinas comuns das moendas são, geralmente, fabricadas para girar a uma velocidade normal de 40 a 75 rpm. Sua velocidade máxima é 20 a 30% mais alta. As máquinas mais lentas são empregadas nas moendas maiores, as mais rápidas nas moendas menores.

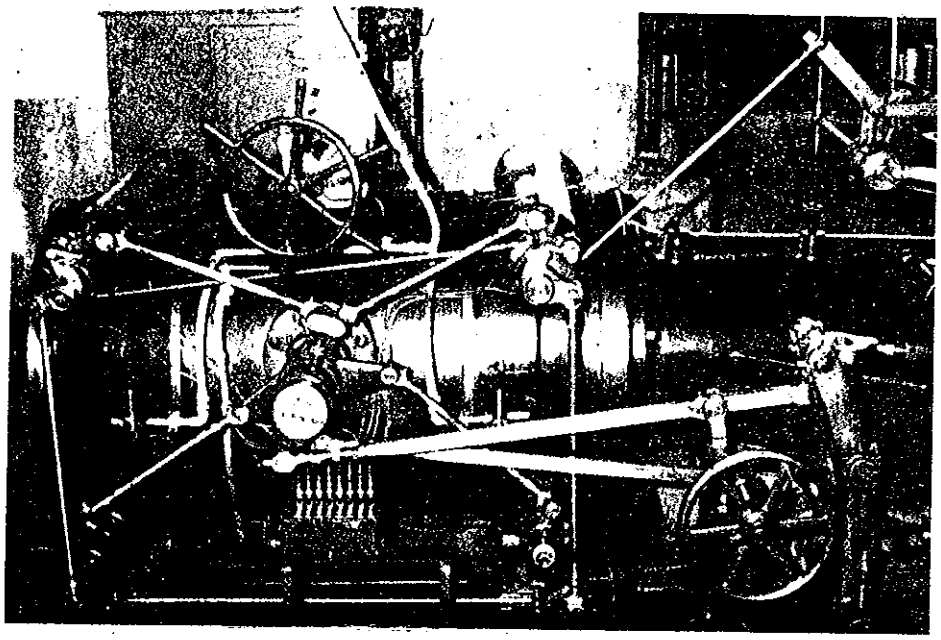


FIG. 15.1. — Máquina Corliss (Fives-Lille Cail).

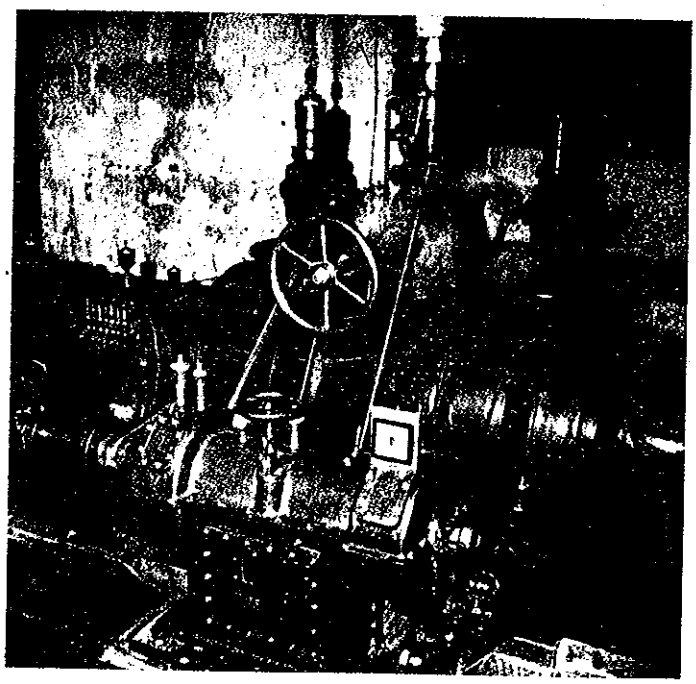


FIG. 15.2. — Máquina com válvulas na admissão (Fives-Lille Cail).

Para baixar a velocidade das moendas, emprega-se um duplo jogo de engrenagens (cf. Cap. 18), cada qual reduzindo a velocidade de 4 ou 5 a 1.

MÁQUINAS COM ALTA VELOCIDADE

Após a 1.ª Guerra Mundial, com a introdução dum jogo a mais nas engrenagens, empregaram-se máquinas com válvulas rápidas, girando de 100 a 180 rpm. Sua vantagem é serem muito menores e mais baratas, fornecendo a mesma potência. São desenhadas principalmente para as altas pressões (12 a 15 kg/cm²) e o vapor superaquecido (250 a 300°C).

CONSUMO DE VAPOR

A pressão de vapor varia, em geral, de 6 a 10 kg/cm². A contrapressão é, o mais das vezes, de 0,5 kg/cm².

Para estas condições, seguem alguns valores do consumo de vapor, dado em kg de vapor por C.V.I.

QUADRO 15.1

Consumo das máquinas a vapor das moendas

Pressão das caldeiras	*Pressão na admissão*	*Contrapressão*	*Admissão econômica*	*Consumo de vapor kg/CV. h*
		A. Corliss		
5,5 kg/cm²	4,5 kg/cm²	0,6 kg/cm²	36 %	18,2
6 »	5 »	0,6 »	30 »	16,5
6,5 »	5,5 »	0,6 »	28 »	15,4
7 »	6 »	0,6 »	25 »	14,6
7,5 »	6,5 »	0,6 »	22 »	13,8
8 »	7 »	0,6 »	20 »	13
8,5 »	7,5 »	0,6 »	18 »	12,5
9 »	8 »	0,6 »	17 »	12,2
10 »	9 »	0,6 »	13 »	11
		B. Máquinas com distribuição por válvulas		
8 kg/cm²	7 kg/cm²	0,6 kg/cm²	20 %	13,1
9 »	8 »	0,6 »	17 »	12,3
10 »	9 »	0,6 »	13 »	11,5
11 »	10 »	0,6 »	11 »	10,6
13 »	12 »	0,6 »	10 »	10,3
14 »	13 »	0,6 »	9 »	10,1
16 »	15 »	0,6 »	8 »	10

As máquinas rápidas que admitem o vapor superaquecido podem baixar a 9 kg/C.V.I./h, e até a menos.

16

ACIONAMENTO ELÉTRICO DAS MOENDAS

VANTAGENS

As moendas elétricas ainda são raras. Entretanto, apresentam muitas vantagens.

a) **Limpeza e asseio.** — Um prédio com moendas elétricas é muito mais limpo que um prédio com moendas acionadas a vapor, e até um pouco mais limpo que um prédio com moendas acionadas por turbinas a vapor: não há juntas de vapor vazando e pingando, não há graxa espirrando do distribuidor ou caindo em volta das graxeiras, não há atravancamento com tubulações de vapor (figs. 16.1 e 16.2).

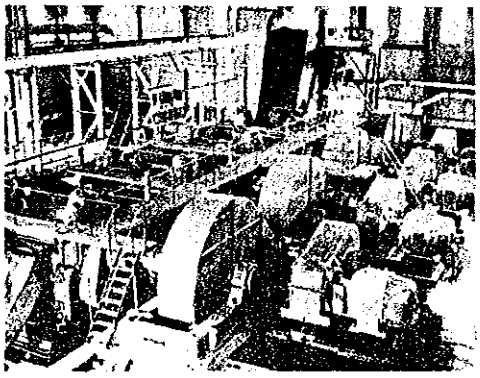


FIG. — 16.1. — Tandem de moendas com motores elétricos (Fives-Lille Cail).

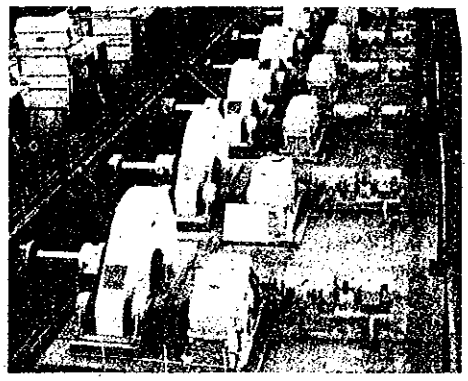


FIG. 16.2. — Moendas com regulagem auto-estável Fives-Lille Cail. Quedas Donnelly. Motores com reostato Siemens.

b) **Controle mais completo e permanente.** — Cada moenda é acionada separadamente por um motor, pois o acionamento elétrico presta-se muito melhor ao comando individual do que a máquina a vapor e pelo menos tão bem quanto a turbina a vapor, sem ocasionar atravancamentos e aumento de mão-de-obra. A potência consumida em cada moenda é conhecida a qualquer momento com a simples leitura dum amperímetro: assim se obtém imediatamente a informação sobre o resultado duma modificação da regulagem. É uma grande vantagem das moendas elétricas, que permitem uma extração melhor.

c) **Regulagem fácil da velocidade geral.** — A regulagem da velocidade do conjunto das moendas é efetuada, com muita facilidade, pela central elétrica.

d) **Facilidade de pôr em movimento e de parada.** — A movimentação das moendas é efetuada por pressão dum botão. A parada, da mesma forma, é obtida imediatamente, assim como a inversão do movimento para fazer a marcha-à-ré, quando ocorre um engasgo. Não há necessidade dum operário girando com toda a sua força o volante da válvula de admissão de vapor do motor ou pondo a máquina em ponto morto.

e) **Custos operacionais e de manutenção mais baixos.** — Os custos de lubrificação dos motores elétricos são muito mais baixos do que aqueles das máquinas a vapor. Da mesma maneira, os gastos com a manutenção são bem menores: não há anéis a trocar, ovalização da camisa a corrigir, jogo a regular, válvula a ajustar, distribuidor a trocar, regulagem delicada a efetuar. Um indutor de substituição é mais barato que uma camisa sobressalente.

f) **Acidentes menos freqüentes.** — Não há perigo de golpes de água, nem de ruptura do eixo da ponte do virabrequim do volante. O indutor de substituição, encomendado em 1949 com o tandem de La Mare, não foi usado até agora (1965).

g) **Segurança contra a passagem de pedaços grandes de ferro.** — Quando um pedaço grande de ferro chega à moenda, o motor elétrico pára imediatamente; já a inércia do volante das máquinas a vapor obriga o corpo estranho a passar, estragando as ranhuras dos rolos.

h) **Vapor de escape sem óleo.** — O vapor de escape do turbogerador não se suja: os tubos do 1.º corpo, dos aquecedores com vapor de escape e dos cozedores continuam limpos por fora. E quando a usina possui uma destilaria anexa, é possível utilizar na coluna o vapor de escape, muito mais econômico que o vapor direto expandido. A menor sujeira de óleo torna a fabricação do rum impossível por borbotagem com vapor (e, se se procura contornar a dificuldade esquentando a coluna de destilação com ebulidor, torna-se muito caro).

INCONVENIENTES

Por outro lado, o acionamento elétrico apresenta certos inconvenientes:

a) **Gastos de primeira instalação mais elevados.** — O conjunto caldeira de alta pressão, turboalternador, quadro, motores e cabos elétricos, jogo suplementar de engrenagens custa muito mais que o conjunto gerador de baixa pressão, tubos de vapor e máquinas a vapor; e custa até mais que o conjunto caldeira de alta

pressão, tubulações de alta pressão e de baixa pressão, turbinas a vapor, redutores ou engrenagens suplementares.

Se uma usina ainda possui uma caldeira de baixa pressão, para passar do segundo sistema ao primeiro, é preciso um gasto imediato enorme ou, então, um plano progressivo, distribuído por vários anos e seguido com perseverança, sem que o material se amortize completamente antes que a eletrificação tenha sido completada.

b) **Transformação dupla suplementar da energia.** — Numa instalação a vapor, o vapor produzido pelas caldeiras é transformado em movimento nas máquinas das moendas. Numa instalação elétrica, além da transformação análoga efetuada no turbogerador, é preciso efetuar ainda: 1) a transformação do movimento em energia elétrica no alternador; 2) a transformação da energia elétrica em movimento nos motores das moendas. Cada uma destas transformações diminui o rendimento da operação. Veremos mais adiante (p. 283) o equilíbrio final dos dois sistemas.

c) **Jogo de engrenagens suplementares.** — A velocidade dos motores elétricos obriga à interposição duma redução suplementar entre motor e moenda, ocasionando maior atravancamento e diminuição de seu rendimento. Este inconveniente diminui quando a redução é efetuada com um redutor fechado.

d) **Regulagem menos completa da velocidade.** — Se a regulagem da velocidade das moendas é mais imediata, isto só acontece com a velocidade geral; a regulagem individual é, geralmente, obtida por meio do sacrifício do rendimento da energia. A não ser que se adote um dos sistemas mais complexos indicados mais adiante (p. 286), que são mais onerosos.

Sob este ponto de vista, as turbinas e, sobretudo, as máquinas a vapor, conservam melhor sua potência com baixa velocidade e são mais flexíveis. A escala das valocidades possíveis de serem obtidas numa máquina a vapor é muito mais ampla e completa.

Este é o grande inconveniente do acionamento elétrico por motor de indução comum.

e) **Acidentes mais graves.** — Apesar de serem raros, os acidentes que podem ocorrer numa instalação elétrica são mais graves e necessitam de material de reposição cuidadosamente escolhido.

f) **Pessoal mais especializado.** — A instalação elétrica necessita um pessoal mais especializado.

CONSUMO DE VAPOR

É interessante comparar entre si as potências que podem ser obtidas nas moendas com uma mesma quantidade de bagaço:

1.º Com uma máquina a vapor comum Corliss e vapor saturado.

2.º Com uma distribuição por válvulas de alta pressão e vapor superaquecido.

3.º Com moendas elétricas.

1. **Corliss.** — Supõe-se o vapor a 7 kgf/cm² nas caldeiras. A temperatura de saturação correspondente é de 170°C.

Com um excesso de ar de 50% nas fornalhas e uma temperatura dos gases na saída dos canais da chaminé de 250°C, 1 kg de bagaço com 45% de umidade produz aproximadamente 1 650 kcal (cf. fórms. 42.24 e 42.47). Calculando em 10% as perdas devidas à não combustão, combustão incompleta e radiação, encontra-se no vapor:

$$1650 \times 0{,}90 = 1485 \text{ kcal}$$

Se a água entra no economizador a 90°C, obtém-se (fórm. 33.6, p. 553):

$$\frac{1\,485}{(170 - 90) + 607 - (0{,}7 \times 170)} = \frac{1\,485}{568} = 2{,}61 \text{ kg}$$

de vapor por kg de bagaço.

Seja: 2 610 kg de vapor saturado a 7 kgf/cm² (170°C) por tonelada de bagaço.

Com uma perda nos encanamentos de 5% deste vapor saturado, a máquina Corliss recebe:

$$2\,610 \times 0{,}95 = 2\,480 \text{ kg de vapor.}$$

Para uma contrapressão de 0,5 kgf/cm², a Corliss, consumindo 14,6 kg/h de vapor por C.V.I., fornece:

$$\frac{2\,480}{14{,}6} = 170 \text{ C.V.I./h/t de bagaço.}$$

Com 2 jogos de engrenagens, 5% de perdas por fricção nos mancais e 5% nos rodetes dos rolos, a moenda recebe:

$$170 \times 0{,}95 \times 0{,}95 \times 0{,}95 \times 0{,}95 = 138 \text{ CV}$$

2. **Distribuição por válvulas.** — Toma-se, agora, uma distribuição por válvulas moderna, trabalhando com 12 kgf/cm² com vapor superaquecido a 300°C e girando a 130 rpm. Nas mesmas condições de combustão, porém com gases a 225°C nos canais da chaminé, o mesmo bagaço produz 1690 kcal. Calculando a mesma perda de 10% na caldeira, encontra-se no vapor:

$$1\,690 \times 0{,}90 = 1\,521 \text{ kcal}$$

Sendo o calor total correspondente a 12 kgf/cm²-300°C de 727 kcal/kg (cf. 42.3), obtém-se:

$$\frac{1\,521}{727 - 90} = 2{,}39 \text{ kg de vapor por kg de bagaço,}$$

ou seja: 2 390 kg de vapor a 12 kg/cm²-300°C por tonelada de bagaço.

Com uma perda nos encanamentos de 1%, a máquina recebe:

$$2\,390 \times 0{,}99 = 2\,366 \text{ kg de vapor}$$

e a distribuição por válvulas, consumindo nestas condições e para uma mesma contrapressão 9 kg/h de vapor por C.V.I., fornece:

$$\frac{2\,366}{9} = 263 \text{ C.V.I./h/t de bagaço.}$$

Com um jogo de engrenagens a mais, com chevrons e alto rendimento, chegam às moendas:

$$263 \times 0{,}98 \times 0{,}95 \times 0{,}95 \times 0{,}95 \times 0{,}95 = 211 \text{ CV.}$$

3. **Eletricidade.** — Supõe-se agora uma caldeira a 28 kgf/cm², fornecendo vapor superaquecido a 360°C e um turboalternador, funcionando com 25 kgf/cm²-350°C, e uma contrapressão de 0,5 kgf/cm². Nas mesmas condições de combustão da distribuição por válvulas, mas com gases a 200°C, o bagaço produz 1 730 kcal/kg, das quais se encontram no vapor:

$$1\,730 \times 0{,}90 = 1\,557 \text{ kcal}$$

que fornecerão:

$$\frac{1\,557}{750 - 90} = 2{,}36 \text{ kg de vapor por kg de bagaço,}$$

ou seja: 2 360 kg de vapor a 28 kgf/cm²-360°C por tonelada de bagaço.

Ao turbogerador chegam:

$$2\,360 \times 0{,}99 = 2\,336 \text{ kg de vapor.}$$

O turbogerador consome, nestas condições, 10,2 kg de vapor por kWh = 7,5 kg/CV. Portanto, fornece aos bornes do alternador:

$$\frac{2\,336}{7{,}5} = 311 \text{ CV/h/t de bagaço}$$

ou, com 5% de perdas nos encanamentos:

$$311 \times 0{,}95 = 295 \text{ CV}$$

no motor elétrico da moenda. Se este possui um rendimento de 0,91, ficam:

$$295 \times 0{,}91 = 268 \text{ CV}$$

sobre o eixo do motor e, com um redutor e 2 jogos de engrenagens, dos quais um com chevrons, chegam às moendas:

$$268 \times 0{,}985 \times 0{,}98 \times 0{,}95 \times 0{,}95 \times 0{,}95 = 222 \text{ CV.}$$

Assim, observa-se que não há muita diferença entre os dois últimos casos e que, em relação às instalações de máquinas a vapor modernas e bem conduzidas, a eletrificação das moendas não traz um aumento muito grande quanto ao consumo de vapor.

Além disso, numa usina moderna bem equilibrada há sempre muita falta de vapor de escape para os aquecimentos e o consumo de vapor das máquinas ou do turbogerador possui apenas uma importância limitada.

SISTEMAS DE ACIONAMENTO ELÉTRICO DAS MOENDAS

Até 1965 havia 3 sistemas principais de acionamento elétrico das moendas:

1.º Sistema com corrente alternada e freqüência variável.

2.º „ „ motores com coletor.

3.º „ Ward-Leonard com corrente contínua.

Em 1964, os representantes da Siemens na África do Sul salientaram (Proc. SASTA, abril 1964) as vantagens de certos sistemas possibilitados pela técnica moderna. Se bem que conheçamos apenas um caso de instalação destes sistemas em usina, são citados a seguir:

4.º Sistema de corrente contínua com retificador a silício.

5.º „ „ acoplamento em cascata alternado-contínuo.

6.º „ „ „ „ „ alternado-contínuo-alternado.

Para comparar estes diversos sistemas e julgar suas vantagens e seus inconvenientes, é necessário lembrar, primeiramente, que a moenda é uma máquina que funciona *com torque constante*. Todas as curvas e variações relativas que serão citadas devem ser compreendidas como torque constante.

De outro lado, o fator principal a ser considerado é o modo pelo qual se obtêm as variações necessárias de velocidade. Normalmente, considera-se que uma moenda deve poder funcionar entre 100 e 50% de sua velocidade máxima. É nesta escala, suposta ideal, que serão julgados os méritos relativos dos diversos sistemas. Portanto, será necessário que o torque fixado possa ser obtido com 50% da velocidade máxima.

Por fim, a potência exigida por uma moenda é relativamente estável, entretanto a moenda deve enfrentar variações de alimentação, ocasionando sobrecargas momentâneas. Portanto, é necessário prever os motores com uma certa reserva de potência, que será fixada a um mínimo de 10%.

Vejamos como estas necessidades são solucionadas.

1.º **Sistema com corrente alternada e freqüência variável.** — É o mais simples e o mais difundido.

REGULAGEM GERAL. — Obtém-se a regulagem geral da velocidade do tandem pela ação sobre a freqüência da corrente. Adotando este sistema, é preciso usar um turboalternador separado, para as moendas, pois não é possível submeter os outros motores da usina às variações de freqüência previstas para as moendas.

Assim, a solução geralmente adotada consiste em empregar 3 turbogeradores, muitas vezes com potência igual:

- um com freqüência variável, para as moendas,
- outro com freqüência fixa, para o resto da usina,
- um terceiro com freqüência variável, podendo servir de socorro, em caso de emergência, a qualquer um dos dois outros.

Esta regulagem da freqüência é obtida por meio dum regulador especial da velocidade do turbogerador.

A freqüência adotada pelos fabricantes europeus é de 50 c/s. A amplitude de regulagem é, muitas vezes, de mais ou menos 20%, isto é, de 40 a 60 c/s.

A freqüência padrão na América do Norte é de 60 c/s. Geralmente fornecem uma regulagem de + 10 a — 25%, isto é, de 45 a 66 c/s.

Fornecendo, para a freqüência variável, o mesmo turbogerador que para a freqüência fixa, este último deve ser previsto com as margens de segurança necessárias ao outro.

Como a velocidade varia, se a excitação e a carga continuam constantes, a freqüência e a voltagem variam proporcionalmente à velocidade.

Portanto, a excitatriz deve fornecer uma corrente constante, para a escala de variação de velocidade adotada. Deve ser capaz de fornecer esta corrente com a voltagem correspondente à velocidade menor, devendo a forma da curva de saturação permitir manter aproximadamente a mesma corrente, com as outras velocidades.

Da mesma maneira, o regulador de voltagem deve ser especial, com um circuito mais reativo do que resistente, de modo que a corrente seja também constante quando a voltagem continua proporcional à freqüência.

REGULAGEM INDIVIDUAL. — A regulagem geral serve para adaptar a velocidade e, conseqüentemente, a capacidade do tandem à tonelagem exigida. As velocidades de todas as moendas aumentam ou diminuem na mesma proporção. Porém, é necessário, muitas vezes, verificar por que uma moenda pega a cana ou o bagaço menos bem do que outras e por que se engasga com mais facilidade. Por isso, é necessária uma regulagem individual da velocidade de cada motor. É obtida por meio dum reostato de deslizamento e, portanto, com uma diminuição de rendimento, proveniente da energia gasta em calor no reostato. Assim, é possível fazer variar a velocidade de cada motor em 90 a 100% de sua velocidade normal, ou seja, uma regulagem de 85 a 100%.

A queda de rendimento, o calor desprendido e principalmente a necessidade de regular, não a moenda em consideração, a qual, pelo contrário, deve continuar a 100%, mas sim todas as outras ou, no mínimo, aquelas situadas à sua frente, que serão trazidas a 90%, fazem com que se evite tanto quanto possível a utilização desta regulagem. Por esta razão, um tandem com moendas elétricas deste sistema funciona quase sempre como um tandem com acionamento combinado total, isto é, com as velocidades relativas das diversas moendas rigidamente fixas. Isto é um grande inconveniente.

VOLTAGENS. — As voltagens mais freqüentes são: 220, 380, 440 e 500 ou 550 V. A de 380 permite o emprego de motores de 220 a 380 V; juntamente com a de 440 V, é a mais vantajosa. Sua vantagem é que, nos cos φ habituais, os ampères registrados no amperímetro correspondem, aproximadamente, à potência em cavalos.

VELOCIDADES. — Empregam-se motores com 750 rpm, girando, carregados, a cerca de 730 rotações, ou motores com 500 rpm, funcionando em torno de 485 rotações.

Para diminuir estas velocidades até a exigida pelas moendas, são necessários 3 jogos de engrenagens. Porém, a tendência atual é substituir no mínimo um dos jogos, ou mesmo 2, por um redutor em caixa de óleo fechada. Fabricam-se também redutores triplos, eliminando todas as grandes engrenagens.

TIPOS DE MOTORES. — Nas moendas empregam-se motores de indução com rotor bobinado com anéis, possuindo um bom torque de arranque (fig. 16.1). Invertendo duas fases, pode-se inverter o sentido da rotação.

2.° **Sistema com motores com coletor.** — Há dois tipos de motores com coletor:

os motores com característica série,
os motores com característica shunt.

a) MOTOR COM COLETOR COM CARACTERÍSTICA SÉRIE. — É a solução adotada em Mount-Edgecombe, Natal. A velocidade do motor é regulada sem perda de energia, pela modificação da posição das escovas. Aumentando o espaço entre elas, é possível obter um bom torque de arranque. O rendimento e o fator de potência, muito bons a plena velocidade, diminuem com a diminuição da velocidade. De outro lado, uma variação fraca da carga provoca uma grande variação da velocidade e é preciso empregar um regulador de velocidade. A escala de velocidades é muito ampla.

Pode-se obter a inversão do sentido da rotação invertendo duas fases e, conseqüentemente, deslocando as escovas.

b) MOTOR COM COLETOR COM CARACTERÍSTICA SHUNT. — Apresenta a vantagem de que a variação da carga provoca apenas uma variação fraca da velocidade. Sua velocidade também pode ser regulada com o deslocamento das escovas e sem perda de energia. Seu rendimento, na escala das velocidades que podem ser obtidas, é mais constante. A inversão da rotação é obtida da mesma maneira.

O preço dos motores com coletor aumenta rapidamente com sua potência. Não são aconselháveis acima de 500 a 600 kW. O shunt custa um pouco mais caro que o motor série.

3.° **Sistema Ward-Leonard com corrente contínua.** — Este sistema difundiu-se principalmente em Java. Consiste num motor induzido em curto-circuito (cf. p. 1104), acionando a velocidade constante uma geratriz com corrente contínua, a qual fornece a corrente a um dínamo com excitação constante. Pode-se fazer variar a voltagem da geratriz num sentido após um certo valor e no sentido oposto até um certo valor, passando por zero. Como a excitação do dínamo é fixa, sua velocidade varia com esta voltagem. Portanto, é possível obter todas as velocidades, a partir de um máximo num sentido até um máximo no sentido oposto, passando por zero. O torque varia pouco em função da velocidade. O rendimento é de cerca de 0,79.

Este sistema permite 3 máquinas por eixo e é, por esta razão, menos seguro e mais oneroso que os sistemas precedentes com motor único. Ademais, seu rendimento é medíocre.

4.º **Sistema com corrente contínua e retificador de silício.** — Este sistema permite uma variação geral da velocidade em uma larga escala. A voltagem e, conseqüentemente, a velocidade são reguladas por um transformador. A regulagem da velocidade individual é obtida por resistência de campo magnético. A característica torque-velocidade é a mesma que para o sistema Ward-Leonard. A inversão da rotação é obtida da mesma maneira.

O rendimento total é o produto dos rendimentos individuais dos transformadores, do retificador e do dínamo. É de cerca de 0,80 a 0,85. O fator de potência, continuando excelente em toda a escala de velocidades, é de cerca de 0,90.

5.º **Sistema de acoplamento em cascata alternado-contínuo.** — Este sistema, também denominado "cascata Kraemer", consiste num motor de indução com rolos bobinados com coletores em anéis, acoplado num mesmo eixo a um dínamo (fig. 16.2). Seu rotor, pelo intermédio dos anéis e dum retificador de silício, alimenta o dínamo. Assim, se, por exemplo, o deslizamento é de 20%, ou, em outras palavras, se sua velocidade é de 80% da velocidade de sincronização, o motor fornece ao eixo 80% de sua potência nominal e, conseqüentemente, o rotor fornece ao dínamo a diferença, ou seja 20% da potência nominal, a qual o dínamo, por sua vez, devolve ao eixo. Portanto, a potência total fornecida ao eixo é constante e igual a 100%.

O rendimento do conjunto, alcançando 0,90 à velocidade total, é ainda de 0,85 a 50% da velocidade. É o melhor rendimento, de todas as combinações estudadas.

A inversão da rotação é obtida pela mudança das conexões do motor e do dínamo, ou por meio duma engrenagem reversível.

Para uma escala de velocidades de 100 a 50%, a potência nominal do dínamo deve ser a mesma que a do motor. Contentando-se com uma escala mais reduzida, a potência do dínamo pode ser reduzida proporcionalmente.

Este sistema é a solução preconizada por Hughes. Ele indica que um motor elétrico pode suportar uma sobrecarga de 75% durante 15 segundos e de 25% durante 2 horas. Por isso, é suficiente instalar um conjunto em cascata com potência de 110% da potência desejada.

O custo é o mesmo que o do conjunto Ward-Leonard, até cerca de 500 kW, e se torna cada vez mais econômico por kW instalado, acima de 500 kW. Representa entre 2 e 2 ½ vezes o preço do motor de indução de nosso sistema (1.º).

6.º **Sistema de acoplamento em cascata alternado-contínuo-alternado.** — Este sistema, também denominado "cascata Scherbius", é análogo ao precedente, a recuperação da energia não sendo mais mecânica, mas elétrica: a corrente do rotor, retificada, alimenta um dínamo acoplado a um alternador ligado à rede da usina. A energia recuperada é, assim, devolvida a esta rede. O torque é constante em toda a escala de velocidades. A regulagem da velocidade é obtida agindo sobre a excitação do dínamo. A inversão da rotação é obtida como no sistema precedente e o rendimento é um pouco mais baixo.

CONSUMO DE VAPOR

Com rendimento próximo ao do sistema adotado, o consumo de vapor destes acionamentos elétricos é proporcional à potência desenvolvida. É uma vantagem em relação ao acionamento por turbinas a vapor, porque o consumo por cavalo-hora deste último aumenta à medida que a velocidade diminui.

17

ACIONAMENTO DAS MOENDAS POR TURBINAS A VAPOR

Este método de acionamento foi experimentado pela primeira vez em 1947, na Louisiana. Foi satisfatório e difundiu-se muito rapidamente. Hoje em dia é o sistema mais empregado. Apresenta vantagens importantes:

1.º Evita a transformação dupla e o transporte da energia exigidos pelas moendas elétricas. Mesmo levando em conta um rendimento um pouco mais fraco duma turbina individual de moenda, em relação a uma turbina de central elétrica prevista para um tandem completo, é possível economizar 10 a 15% da energia absorvida pelas moendas. Este sistema é o de menor consumo de vapor.

2.º Permite uma grande escala de variação das velocidades individuais das moendas, sem prejudicar muito o rendimento. Esta é uma vantagem muito grande em relação ao motor comum de indução.

3.º Em relação ao tandem eletrificado, se bem que as turbinas individuais sejam mais caras que os motores elétricos, ele economiza o turboalternador, o quadro da central elétrica e os cabos elétricos, tornando a instalação completa menos onerosa.

4.º Sobre as máquinas a vapor conserva as mesmas vantagens que as moendas elétricas: bom torque de arranque, vapor de escape livre de óleo, ocupando menos espaço, pouco pessoal de supervisão e de manutenção etc.

A TURBINA A VAPOR DAS MOENDAS

Por causa do alto preço das turbinas a vapor e da economia de vapor inerente ao sistema, geralmente é suficiente empregar turbinas simples, por exemplo com roda dupla (fig. 17.2). Seu rendimento é menor, isto é, seu consumo de

vapor é maior, porém o consumo total da instalação continua muito bom (fig. 17.1).

Regulagem — O ponto mais difícil da moenda com turbina a vapor é, certamente, o regulador: deve ser muito sensível e de ação muito rápida, não deve "sugar" e deve assegurar uma regulagem perfeita em toda a extensão da variação de velocidade possível de ser alcançada. Esta escala de variação deve ir de 25 a 100, ou de 33 a 100, variações que podem ser obtidas facilmente. Uma variação de 50 a 100 é insuficiente, considerando as possibilidades da turbina a vapor.

As dificuldades de regulagem são sempre maiores na 1.ª moenda. Na 2.ª já são menores e nas seguintes podem ser negligenciadas. Aliás, fabricam-se excelentes reguladores, mesmo para as 1.ªs moendas, porém exigem muito cuidado.

Potência. — A turbina a vapor é uma máquina muito flexível, quanto à potência: pode fornecer uma escala muito grande de potências. Para isto é

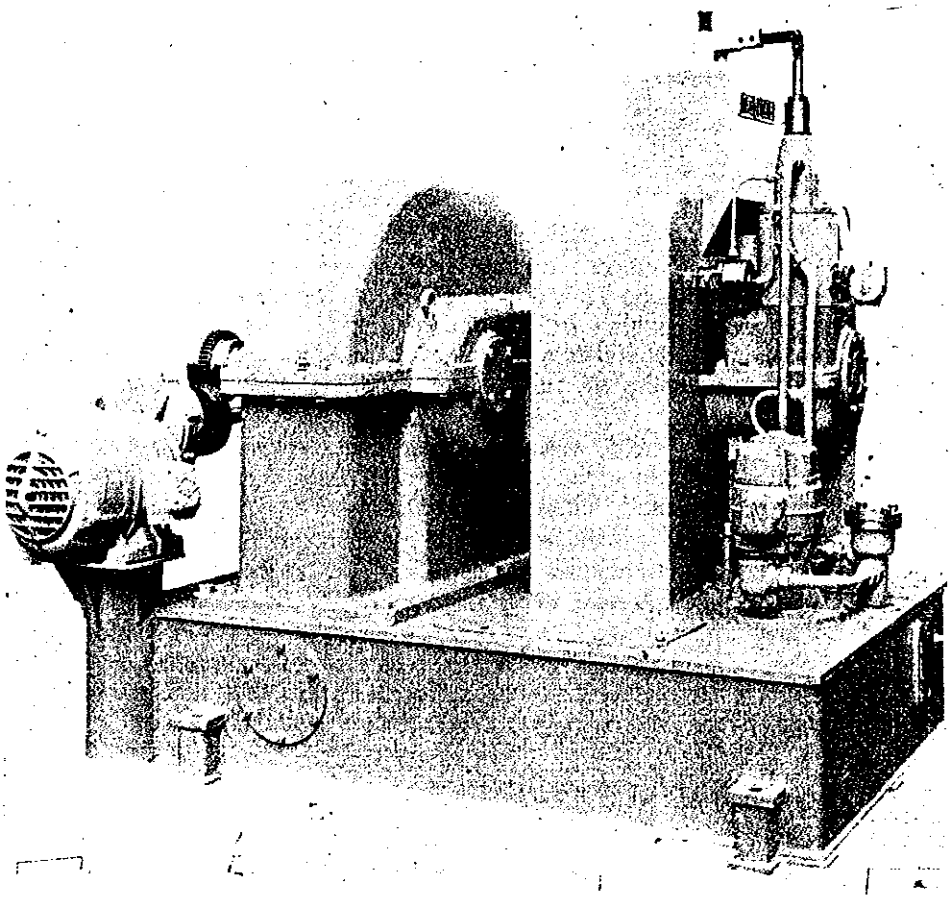


FIG. 17.1. — Turborredutor para moenda (Fives-Lille Cail).

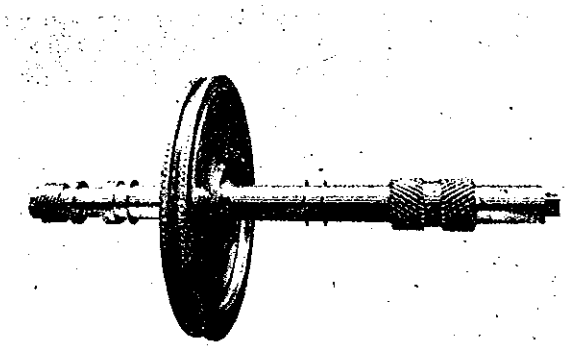


FIG. 17.2. — Roda dupla de turbina a vapor para moendas (Fives-Lille Cail).

suficiente modificar a vazão de vapor, fazendo variar o número de bocais entre o orifício de admissão de vapor e a roda. Para este fim, os fabricantes fornecem as turbinas de moendas com bocais suplementares fechados, bastando abri-los, quando a potência da turbina ameaça tornar-se insuficiente. Desta maneira, é sempre possível funcionarem perto o bastante da carga total para que o consumo de vapor não fique longe demais do mínimo.

Como a turbina a vapor deve ser capaz de responder às exigências repentinas correspondentes à potência máxima da moenda que aciona, mas devendo funcionar com uma média bem menos elevada, deverá ser prevista com uma curva de consumo de vapor plana e rendimento máximo com 2/3 da carga.

Velocidade. — Com efeito, a turbina a vapor é sensível às variações de velocidade, pois seu consumo de vapor por C.V.H. aumenta rapidamente quando se afasta, num sentido ou no outro, da velocidade ótima. Portanto, é importante que trabalhe perto desta velocidade ótima.

Observa-se também que, para uma velocidade fixa dada (por exemplo, 5 rpm nos rolos de moenda), o consumo específico duma máquina a vapor aumenta com a potência desenvolvida (por exemplo, à medida que se aumenta a pressão hidráulica), ao passo que, no mesmo caso, o consumo específico duma turbina a vapor diminui à medida que a potência aumenta.

Tipos de turbinas. — Os fabricantes oscilaram entre duas alternativas: a turbina cara, com alto rendimento, por exemplo uma turbina com 4 estágios de pressão, ou então uma turbina mais simples, com rendimento menos alto, por exemplo uma turbina com roda simples. A escolha entre estas duas soluções depende, evidentemente, das circunstâncias e deve ser estudada para cada caso.

Porém, na maioria dos casos conhecidos, é conveniente abandonar as soluções extremas, isto é, tanto a turbina com uma roda, demasiadamente rústica, como a turbina com 4 rodas, demasiadamente onerosa para o acionamento individual das moendas. O melhor compromisso é a turbina com roda dupla, com 2 estágios de velocidade (fig. 17.2). Funciona entre 22 kgf/cm²-350° na admissão e 1,5 kgf/cm² no escape. Uma turbina com roda dupla de boa fabricação deve consumir entre 10 e 15 kg de vapor por C.V.H., dependendo de sua velocidade e carga.

Seguem as diferenças de consumo de vapor entre uma turbina com estágio duplo (FLC, 38 Y) e uma com 4 rodas (FLC, 52 CP) para uma pressão de 22 kg/cm²-340°C na admissão e 1,5 kg/cm² no escape.

Velocidade: 1 200 rpm; 600 rpm.

Potência: 1 020 CV; 510 CV.

38 Y. — Consumo de vapor: 10 150 kg/hora; 7 850 kg/hora. Consumo específico: 10 kg/CV hora; 15,4 kg/CV hora.

52 CP. — Consumo de vapor: 9 150 kg/hora; 7 300 kg/hora. Consumo específico: 9 kg/CV hora; 14,3 kg/CV hora.

Na foto (fig. 17.3), observa-se um tandem com turbinas a vapor.

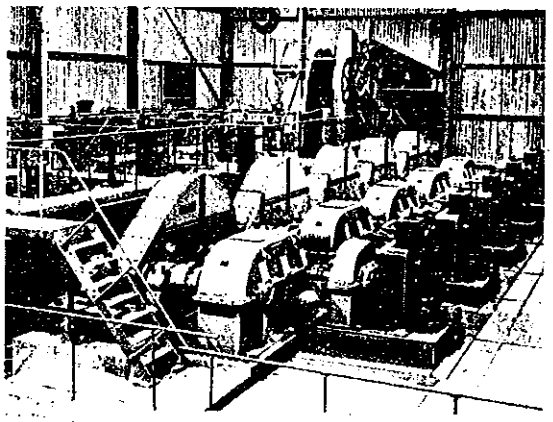


FIG. 17.3. — Tandem de moendas com turbinas a vapor (Fives-Lille Cail).

TURBINA A VAPOR CONTRA CASCATA KRAEMER

Segue o quadro dos resultados comparados da turbina e do conjunto de acoplamento com cascata alternado-contínuo (cf. p. 287), conforme Hughes (SASTA, abril 1964), que — deve-se precisar — era a favor das moendas elétricas. Ele acredita que estas duas soluções são as que, com a técnica moderna, levam às respostas mais completas às exigências do acionamento das moendas.

QUADRO 17.1

Comparação entre turbina a vapor e cascata alternado-contínuo, efetuada com potência nominal igual

	Turbina a vapor	*Cascata alternado--contínuo*
Torque disponível para:		
Velocidade = 100%	100%	100%
„ = 80 „	118 „	125 „
„ = 60 „	135 „	166 „
Consumo de vapor por torque = 100%:		
Velocidade = 100%	100%	100%
„ = 80 „	87 „	80 „
„ = 60 „	74 „	60 „
Torque de sobrecarga para 2$^{\lambda}$,% do torque com carga total:		
Velocidade = 100%	100%	125%
„ = 80 „	118 „	156 „
„ = 60 „	135 „	207 „
Potência a ser instalada com capacidade igual:	100 „	77 „

É preciso observar que, se este quadro tivesse sido elaborado com valores absolutos, em vez de valores relativos a esta comparação e correspondendo à velocidade total tomada como base 100, haveria várias curvas em que a vantagem estaria a favor da turbina.

18

ENGRENAGENS

Redução de velocidade. — São necessárias engrenagens para passar da velocidade do motor das moendas:

Máquinas a vapor comuns	40 a 75 rpm
Máquinas a vapor rápidas	100 „ 150 „
Motores elétricos	485 „ 730 „
Turborredutores	250 „ 750 „
à velocidade dos rolos:	3 „ 6 „

Esta redução é obtida pelos jogos de engrenagens:

2 jogos para as máquinas a vapor comuns;
3 jogos para os três outros casos.

Um jogo comum de engrenagens retas pode efetuar uma redução de velocidade de 7 ou 8 a 1, porém uma redução de cerca de 5 a 1 é geralmente suficiente.

Um jogo duplo pode efetuar uma redução de cerca de: $5 \times 5 = 25$ e um jogo triplo: $5 \times 5 \times 5 = 125$.

Estes jogos eram, geralmente, formados por engrenagens retas comuns, entalhadas.

TIPOS DE ENGRENAGENS

As engrenagens com chevrons * (fig. 18.1), muito caras, oferecem um rendimento melhor. São principalmente empregadas nos jogos rápidos e

* No Brasil, são conhecidos como "espinha de peixe". (N. do T.)

para as relações altas de redução. Permitem uma fácil relação de redução de 10 a 1.

As engrenagens retas (fig. 18.1) encontram-se cada vez menos. Quando utilizadas, são, então, reservadas ao último jogo antes das moendas, o mais lento.

CONSTRUÇÃO DAS ENGRENAGENS

Antigamente, as engrenagens eram de ferro fundido. Hoje em dia são fabricadas em aço fundido e entalhadas à máquina.

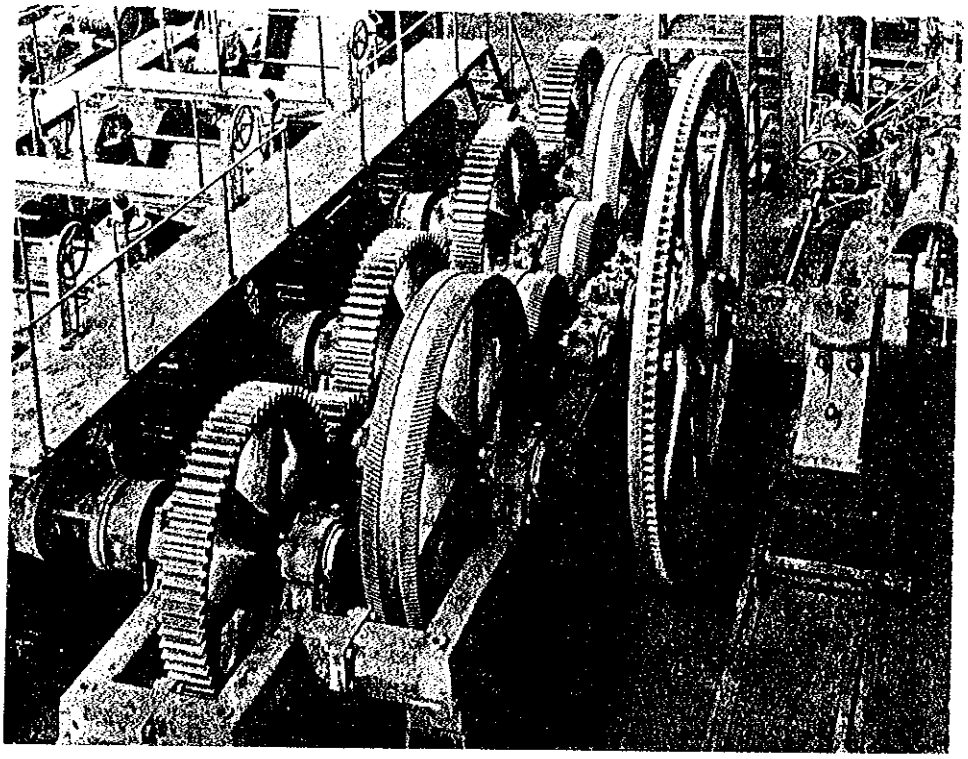


FIG. 13.1. — Engrenagens com chevrons, seguidas de engrenagens retas (Fives-Lille Cail).

DESGASTE

Quando as engrenagens estão gastas, principalmente os rodetes (ou pinhões) dos rolos, cuja duração é limitada, é possível dobrar sua duração, invertendo-as sobre seu eixo, para fazer trabalhar o lado não gasto dos dentes.

VELOCIDADE PERIFÉRICA

Em geral, as engrenagens retas podem girar até uma velocidade periférica de cerca de 700 a 800 m/min. As engrenagens com chevrons podem alcançar velocidades consideravelmente superiores.

CONSUMO DE ÓLEO

É possível calcular cerca de 0,035 l de óleo por mancal de transmissão e por hora (cf. p. 309) para os mancais das moendas.

REDUTORES SOB CÁRTER

A tendência a substituir o primeiro ou os dois primeiros jogos de engrenagens por um redutor de precisão em banho de óleo, sob o cárter, é cada vez maior. Estes redutores são fabricados em oficinas especializadas. São caros, porém ocupam muito menos espaço que as engrenagens, consomem menos lubrificante e proporcionam um rendimento muito superior, de cerca de 98 a 99% por jogo, em comparação com 90 a 95% do de engrenagens comuns e 95 a 98% por jogo de engrenagens com chevrons.

O único fator que limita seu emprego e impede sua instalação no último jogo de engrenagens das moendas, com grandes dimensões, é o torque máximo de que são capazes. Enquanto este limite (o qual aumenta progressivamente com o avanço técnico) não for alcançado, é conveniente utilizá-los.

Numa moenda com turbina a vapor, por exemplo, obtém-se a seguinte escala de velocidade (tandem Fives-Lille de 810 × 1 675 mm em Grands-Bois, Bourbon):

A turbina a vapor é prevista para	2 750 a 5 500 rpm	
O redutor ligado à turbina reduz esta velocidade a	375 „ 750 „	$K = 7{,}35$
O redutor independente a	16 „ 32 „	$K = 23{,}50$
O jogo de engrenagens com chevrons (pinhão e rodete) a	3,3 „ 6,6 „	$K = 4{,}85$

MOVIMENTO DOS ROLOS

Como os rolos superiores das moendas devem subir vários milímetros, seu movimento deve permitir este levantamento.

Para alcançar este propósito, termina-se a ponta de eixo da última engrenagem por uma parte quadrada; a mesma forma é dada à ponta de eixo do rolo à sua frente e entre as duas pontas interpõe-se uma peça com a mesma forma, denominada "quadrado" (em inglês: "tail-bar").

O quadrado liga solidamente as duas pontas de eixo por meio de duas luvas (figs. 18.2 e 18.3).

Por causa das necessidades de montagem, o quadrado deve ter um comprimento de 8 a 10 cm a mais que o comprimento das duas luvas superpostas e 1 a 2 cm mais curto do que o intervalo que separa as duas pontas de eixo as quais ele liga. As extremidades são, muitas vezes, cortadas retas, porém certos fabricantes lhes dão uma forma esférica, com sua superfície fazendo parte da esfera, a qual possui como centro o centro de gravidade do quadrado.

FIG. 18.2. — Acionamento duma moenda por luvas e quadrado (Fives-Lille Cail, moenda de 1 100 × 2 134 mm, fazendo parte dum tandem com 6 moendas idênticas, carga hidráulica de 800 t, acionadas cada uma por turborredutor de 1 150 CV, velocidade 3,25 a 6,50 rpm, capacidade 8 000 t/dia).

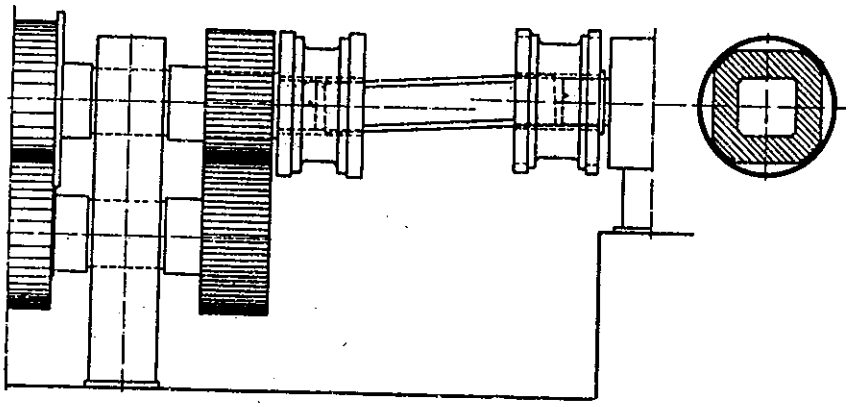


FIG. 18.3 — Luvas e quadrado.

RODETES

Chamam-se "rodetes" os pinhões fixados nos eixos dos rolos e que permitem o acionamento dos dois rolos inferiores pelo superior.

Podem ter de 14 a 21 dentes. Quanto menor for o número de dentes e quanto mais os dentes forem grandes e altos, maior é a superfície de regulagem sobre a qual se pode alcançar um engrenamento conveniente dos dentes, quando os rolos estão gastos (figs. 10.30 e 10.32).

Porém, quando os rodetes estão gastos, o número de 14 dentes leva a uma rotação um pouco irregular, porque a cada dente os rolos inferiores marcam uma parada pequena, porém perceptível. Por esta razão, Tromp (p. 191) aconselha rodetes com 17 dentes. Os fabricantes franceses conservam, às vezes, 14 dentes, porém a tendência é adotar, atualmente, 17 ou 19 dentes.

Os rodetes normais devem permitir numa moenda a obtenção da mesma regulagem relativa para um desgaste de rolos de 6 a 7% do diâmetro: portanto, rolos de 800 mm devem poder permitir ainda a regulagem, quando diminuem a 750 mm, limite máximo. A Fulton (S. y A., maio 1964, p. 68) forneceu as moendas de 46″ = 1 170 mm de Belle Glade com rodetes permitindo uma variação de 76 mm entre os eixos dos rolos, ou seja 6,5% do diâmetro.

CHAVETAS

Os rodetes são fixados aos eixos por meio de chavetas. Estas chavetas devem ter uma conicidade de 1/100.

Antigamente usavam-se, muitas vezes, duas, porém uma é suficiente. Aliás os rodetes são fixados a fogo sobre o eixo e bem difíceis de ser retirados.

EIXOS DE CARDAN

Quadrado e luvas formam a solução clássica e quase universal para a ligação das engrenagens com as moendas. Os fabricantes alemães, às vezes, efetuam esta ligação com eixo de cardan (fig. 18.4). Este sistema é mais flexível e proporciona uma solução mais mecânica, mais estética e, finalmente, menos rústica. Evita os esforços, os emperramentos, as deformações e quebras ocasionadas pela rigidez do conjunto quadrado/luvas. É mais oneroso que o acionamento clássico, porém evita transtornos.

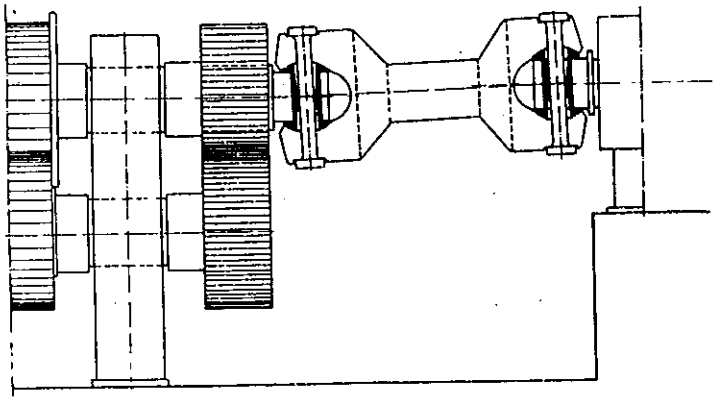


FIG. 18.4. — Eixo de cardan.

DESLOCAMENTO EM ALTURA

Quando a moenda é montada, os níveis devem ser fixados para que o eixo da ponta da última engrenagem esteja a 1/3 ou na metade do deslocamento possível em altura, realizado pelo rolo superior. Se o levantamento máximo deste é de 30 mm, a ponta do eixo da última engrenagem deve estar 10 ou 15 mm acima da posição baixa do eixo do rolo. Como a ligação pelo quadrado não possui flexibilidade, esta medida é necessária para evitar o emperramento nas posições extremas, alta e baixa, do rolo.

ACIONAMENTOS COMBINADOS

Por motivo de preço e simplicidade, muitas vezes duas ou várias moendas são acionadas por uma mesma máquina a vapor, mais raramente por uma mesma turbina. Em particular, os tandens com 11 rolos, freqüentes em 1920-30, muitas vezes eram acionados por uma única e mesma máquina (fig. 18.5).

Os fabricantes ingleses, muitas vezes, construíam tandens com 14 rolos acionados por um único motor. Com toda a certeza, esta é a maior combinação possível e não é aconselhável. Já com 11 rolos é difícil conseguir uma regulagem que permita moer canas com fibras diferentes e os engasgos assim ocasionados são freqüentes demais.

Com efeito, num tandem assim, não é possível controlar a velocidade relativa das diversas moendas.

O tandem de 14 rolos se maneja com mais facilidade quando é acionado por 2 motores: o 1.º para o esmagador, a 1.ª e a 2.ª moendas, o 2.º para a 3.ª e a 4.ª moendas.

Em Java, ia-se muito mais longe e geralmente se efetuava o acionamento individual de todas as moendas, o que é, evidentemente, o ideal. Nos outros

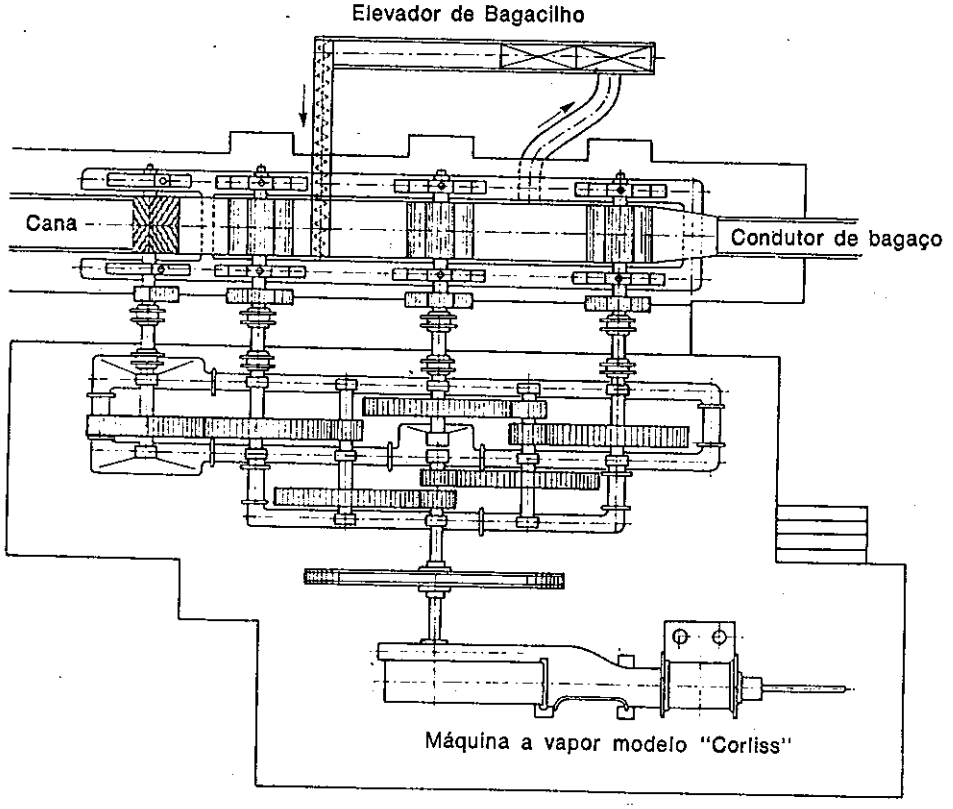


FIG. 18.5. — Tandem com 11 rolos acionado por máquina única.

países fazia-se o possível para reservar, de preferência, um motor individual para o esmagador e um para a última moenda. As dificuldades de alimentação ocorrem principalmente nas duas últimas moendas. Hoje em dia, com as facilidades proporcionadas pela turbina a vapor e o motor elétrico, a grande maioria dos tandens possui acionamento individual.

Foi vista (p. 211) a solução americana para os acionamentos combinados e para as moendas elétricas ou com turbinas: fazer girar as moendas com velocidades crescentes da 1.ª à última moenda.

Em tandens médios e compridos, as moendas eram, muitas vezes, agrupadas em 2. Nos tandens muito compridos, às vezes, em 3. Central Vertientes, em Cuba, possuía:

1 navalha,		acionada por um motor de 200 CV
Esmagador, de	1 070 × 2 220 mm	acionados por um motor de 860 × 1 520 mm
1.ª moenda, „	940 × 2 130 „	
2.ª „ „	940 × 2 130 „	acionadas por um motor de 1 020 × 1 520 mm
3.ª „ „	940 × 2 130 „	
4.ª „ „	940 × 2 130 „	
5.ª „ „	940 × 2 130 „	acionadas por um motor de 1 020 × 1 520 mm
6.ª „ „	940 × 2 130 „	
7.ª „ „	940 × 2 130 „	

e moía 221 TCH = 25 TFH (f = 0,113), com uma embebição de 15,6% da cana e uma extração de 94%. O tandem consumia 107 CVI/TFH e girava a 4,16 rpm no esmagador e 4 rpm nas moendas. Este tandem conservou durante um certo tempo o recorde mundial de tonelagem por hora.

19

CONSTRUÇÃO DAS MOENDAS

CASTELOS

Há um número muito grande de modelos de moendas e não é nossa intenção apresentá-los todos. Veremos apenas os modelos importantes e, principalmente, os modelos franceses.

As armações laterais das moendas são denominadas "castelos". O modelo clássico de castelo (fig. 19.1) era composto de 2 grandes tirantes, praticamente verticais, denominados "guias" e que suportavam o esforço de levantamento do rolo superior, transmitido aos "cabeçotes" pela câmara de óleo do pistão hidráulico.

Em seguida, estas guias foram retiradas (fig. 19.2), porém o castelo apresentava então um ponto fraco, entre os encaixes instalados para o alojamento das pontas de eixo dos rolos superior e de saída. Squier inventou então um novo modelo de castelo (fig. 19.3), que suprimiu as partes fracas, e o esforço passou a exercer-se sobre as travas, fixando na base uma peça em forma de V envolvendo as 3 pontas de eixo. Esta idéia se generalizou e serve de base para a maioria dos novos desenhos.

Ao mesmo tempo, Squier inclinou as chapas de apoio dos rolos inferiores, para que a regulagem das aberturas de entrada e de saída e a compensação do desgaste dos rolos se efetuassem sem modificação do ângulo de construção da moenda (fig. 19.3). Esta solução permitiu suprimir não apenas as guias, mas também os compridos tirantes horizontais, os quais atravessavam o castelo de cabeçote a cabeçote (fig. 19.1) ou que, após terem sido encurtados, fixavam solidamente os cabeçotes à armação principal do castelo (fig. 19.2) e absorviam a componente horizontal do impulso dos rolos inferiores.

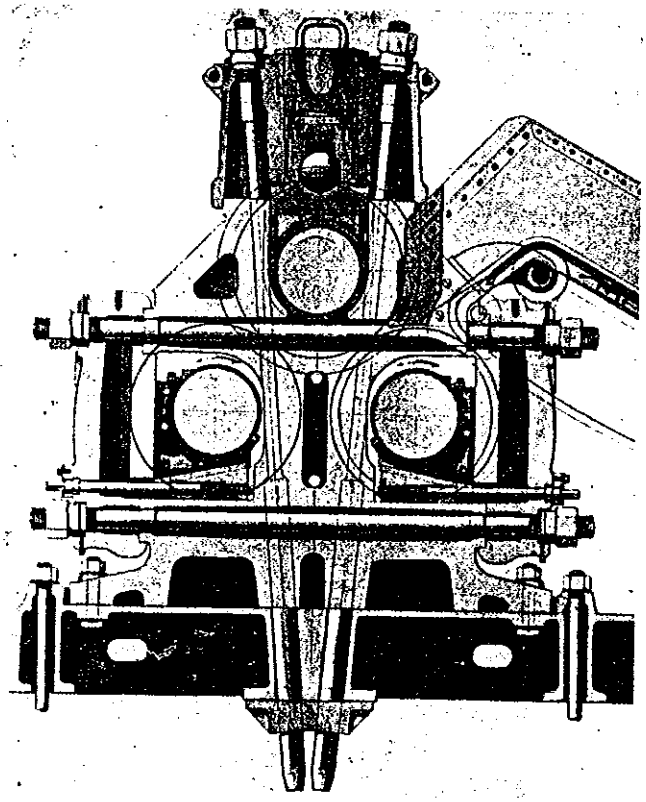


FIG. 19.1. — Castelo com guias e tirantes horizontais.

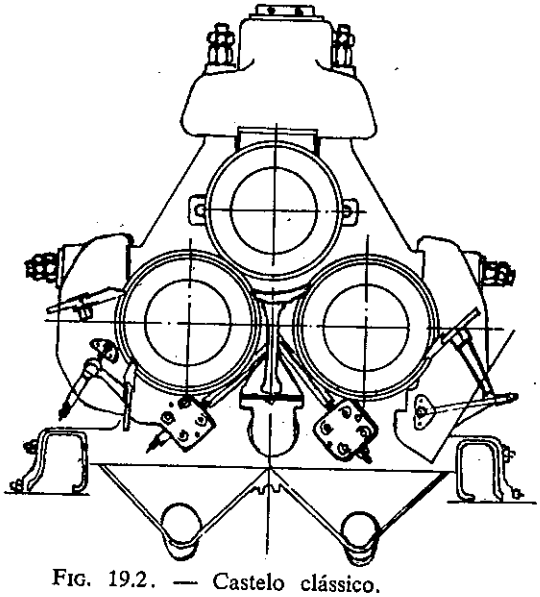


FIG. 19.2. — Castelo clássico.

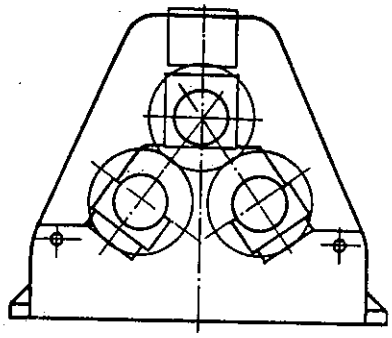


FIG. 19.3. — Castelo Squier.

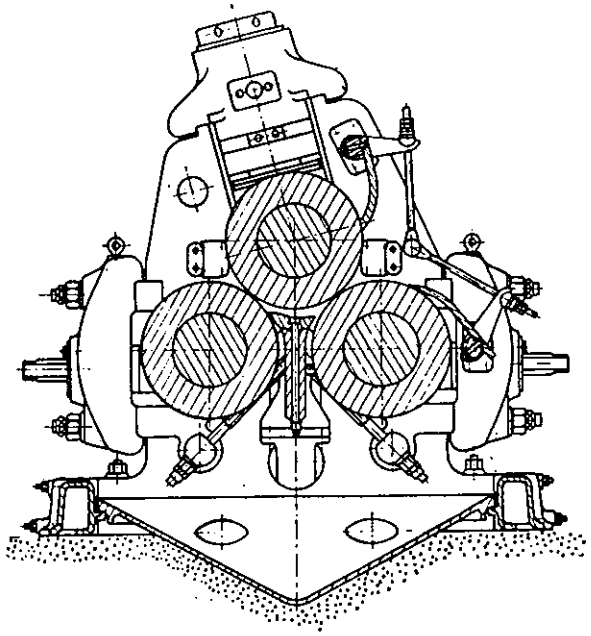


FIG. 19.4. — Castelo clássico inclinado.

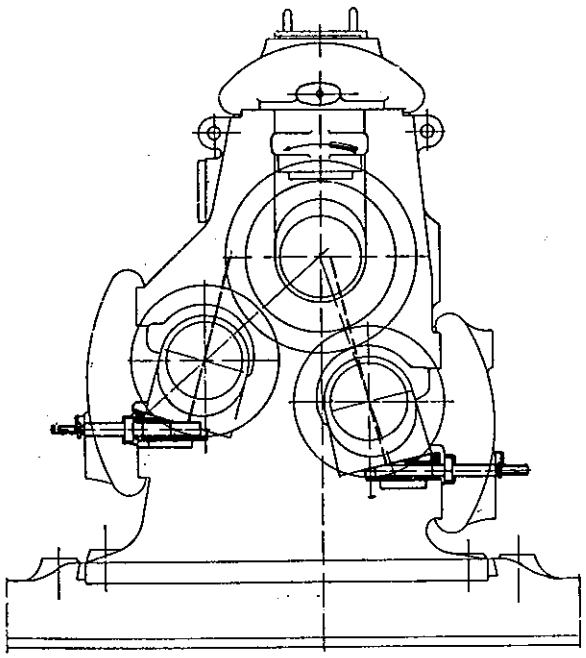


FIG. 19.5. — Castelo Fives modelo C. 46.

O castelo clássico é simétrico. Quando quebra, é quase sempre do lado da saída. Certos fabricantes, levando em consideração a diferença entre a reação da saída e a reação da entrada (cf. p. 190), produzem os castelos com cabeçote inclinado (fig. 19.4). A Fives teve a idéia original, após ter inclinado o cabeçote de 15° para trás, de girar toda a figura de 15° para a frente, para restabelecer a verticalidade do cabeçote (fig. 19.5). Assim conseguiu um castelo em que os 2 rolos inferiores não possuem a mesma altura. Teoricamente, esta rotação de 15° apresenta o inconveniente de aumentar, na mesma medida, o trajeto do caldo na parte de trás dos rolos inferiores, porém, na

prática, este inconveniente não influenciou a extração e esta disposição possui a vantagem de melhorar bastante a pega dos 2 rolos inferiores, assim favorecida pela gravidade (rolo de entrada) ou menos impedida por esta (rolo de saída).

ÂNGULO DE CONSTRUÇÃO DA MOENDA

Este ângulo, do qual acabamos de falar e que já foi visto anteriormente, é o ângulo superior α do triângulo formado pelos três eixos dos rolos, vistos em corte vertical. A vertical o decompõe em dois semi-ângulos, α_1 e α_2, que são levemente diferentes por causa da diferença entre a abertura de entrada e a abertura de saída (fig. 19.6). Como $AB > AC$, $\hat{C} > \hat{B}$ e $\alpha_2 < \alpha_1$. Geralmente há uma diferença de 2 a 3°. Por exemplo: $\alpha_1 = 37°$; $\alpha_2 = 35°$; $\alpha = 72°$.

Nas moendas clássicas, o ângulo α varia de 70 a 85°. Um bom valor, nas moendas modernas, é 72°.

Os fabricantes procuram reduzir o mais possível o ângulo de construção α. Quanto menor for α, mais curta será a bagaceira, menor a fricção sobre esta bagaceira e menor a potência perdida por este motivo (expressão P_3 do cálculo do capítulo 14).

O que limita o ângulo α é, primeiramente, a necessidade de deixar girar, sem se entrechocarem, os rodetes dos 2 rolos inferiores. Esta dificuldade foi assim resolvida:

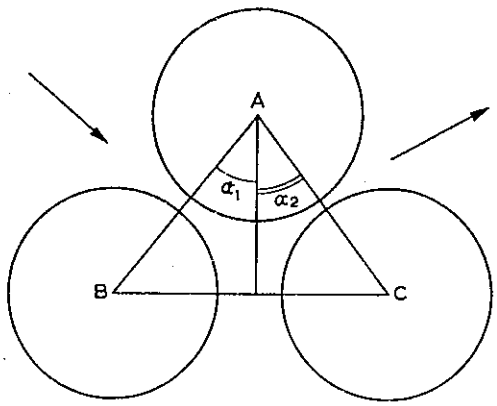


FIG. 19.6. — Ângulo de construção da moenda.

1.° Pelo sistema dos rodetes alternados (cf. p. 196).

2.° Pelo sistema de jogos de pinhões separados (cf. p. 196).

Assim, o ângulo é limitado apenas pela necessidade de alojar entre os 2 rolos inferiores o travessão da bagaceira. O ângulo menor que conhecemos é o obtido pela Fives (fig. 19.5), com 67°, por meio de rodetes alternados ou encaixes de pinhões.

MOENDA FIVES F. 63 COM REGULAGEM ESTÁVEL

A moenda Fives da figura 19.5 era chamada "modelo C. 46". Foi sucedida pelo modelo F. 63, o qual apresenta uma particularidade interessante.

Foi visto (p. 237) que numa moenda é necessário estabelecer uma certa relação m entre as aberturas de entrada e de saída em atividade. Esta relação varia conforme a posição da moenda, mas geralmente está perto do valor: $m = 1{,}9$ ou 2.

Para estabelecer esta relação, ou, com outras palavras, a regulagem da moenda, é preciso basear-se na tonelagem com a qual a moenda deve trabalhar.

Esta tonelagem, porém, nunca é fixa, varia em limites bastante amplos dum minuto ao outro, o que se manifesta por levantamentos e abaixamentos incessantes do rolo superior. Ora, a relação m escolhida é observada apenas em uma posição dada, e única, do rolo superior.

Numa moenda clássica com castelos simétricos, se a regulagem foi estabelecida para $m = 2$, com uma abertura $e_A = 15$ mm na saída e $E_A = 30$ mm na entrada, a moenda oscila constantemente entre $e_A = 5$, $E_A = 20$ ($m = 4$) e $e_A = 20$, $E_A = 35$ ($m = 1{,}75$).

Numa moenda com castelo inclinado, foi visto (p. 241) que a abertura de entrada se modifica numa medida menor que a abertura de saída; aumenta ou diminui em cerca de 70% do aumento ou da diminuição da abertura de saída. Para a mesma regulagem acima, a moenda oscila entre $e_A = 5$, $E_A = 23$ ($m = 4{,}6$) e $e_A = 20$, $E_A = 33{,}5$ ($m = 1{,}675$).

Em vez de deixar o pistão subir ou descer em linha reta, a Fives teve a idéia de fixar sobre o rolo superior, por meio dum cabeçote girando em volta dum eixo situado na parte de trás da moenda e colocado de tal maneira que a abertura de entrada se abra e se feche num valor aproximadamente duplo daquele com o qual se abre e se fecha a abertura de saída (fig. 19.7). Como a relação m é igual a 2, ou próxima a 2, ela não varia, ou varia muito menos do que nos castelos clássicos, em que os deslocamentos estão na relação 1, e do que nos inclinados, em que estão na relação 0,7. O pistão de pressão hidráulica é, ao mesmo tempo, levado para a frente do castelo, o que permite, graças ao braço de alavanca do qual se aproveita, reduzir sua seção à metade, porém deixando, evidentemente, um percurso duplo.

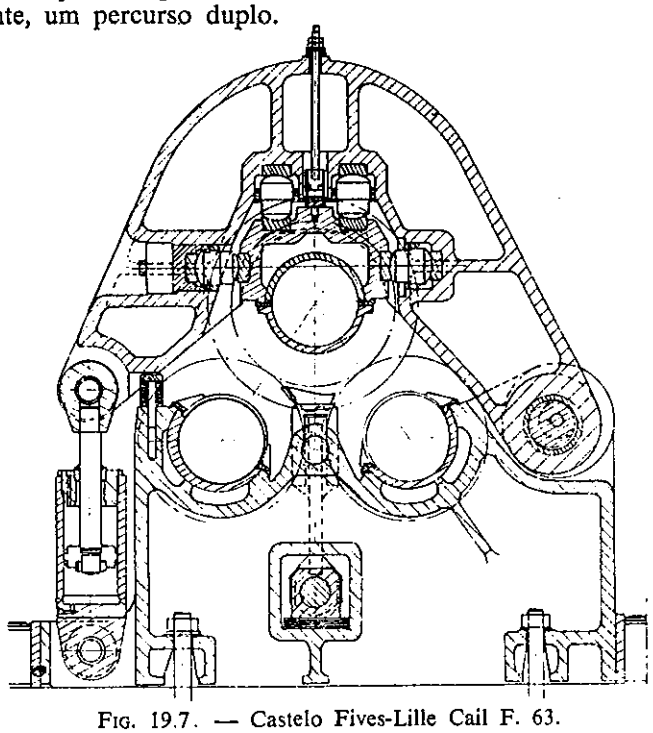


FIG. 19.7. — Castelo Fives-Lille Cail F. 63.

É interessante observar qual a condição a ser satisfeita para fabricar esta moenda com regulagem estável. Fixa-se o valor m desejado e, em vez de tomar o valor aproximado 2, emprega-se o valor de Java para todas as moendas intermediárias (cf. quadro 13.2) ou o valor por nós aconselhado para a 2.ª moenda (cf. quadro 13.5), compreendido entre os valores aconselhados para a 1.ª moenda e os aconselhados para as moendas seguintes; seja: $m = 1{,}9$. Um diagrama perfeitamente análogo ao das figuras 13.4 e 13.5 mostra que a relação dos levantamentos respectivos, dE na entrada e de na saída, depende apenas do ângulo θ, formado pelo plano no qual estão os pernos e o eixo do rolo superior com o plano horizontal que passa por este eixo (fig. 19.8).

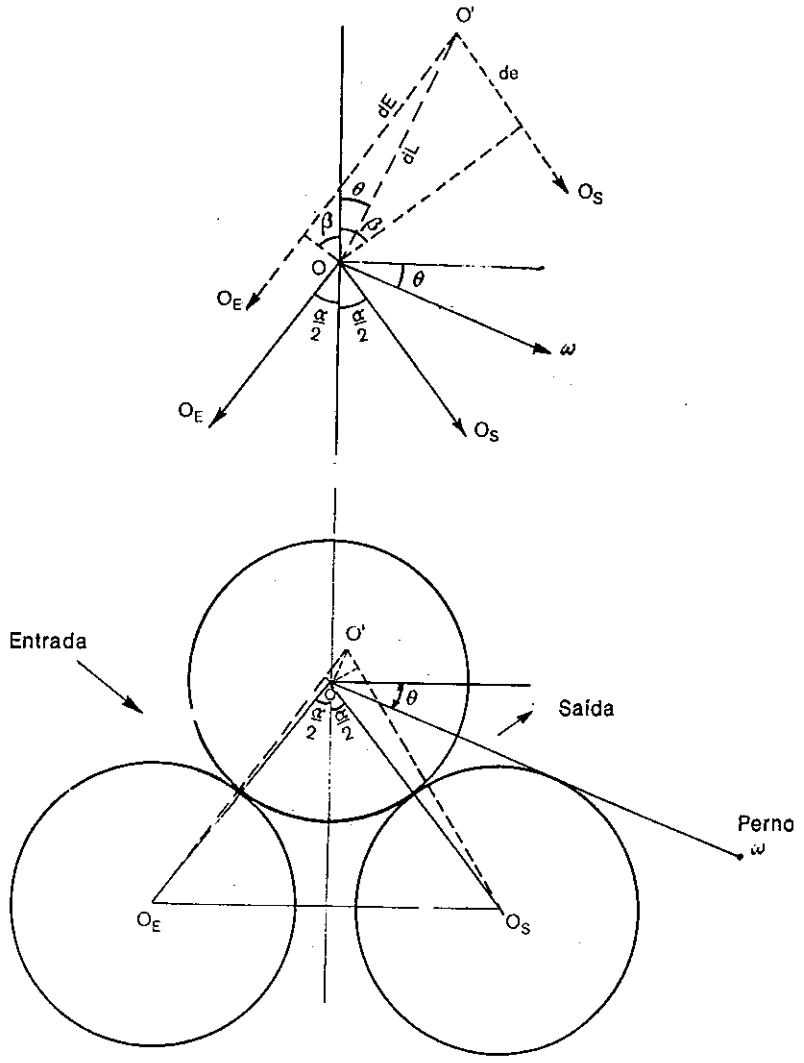


FIG. 19.8. — Posição do perno na moenda Fives F. 63.

Denominando dL o arco de círculo descrito pelo cabeçote quando se levanta e β o complemento do semi-ângulo $\frac{\alpha}{2}$ de construção da moenda, obtém-se:

$$\frac{dE}{dL} = \text{sen}\,(\beta + \theta) \qquad \frac{de}{dL} = \text{sen}\,(\beta - \theta)$$

donde:

$$\frac{dE}{de} = \frac{\text{sen}\,(\beta + \theta)}{\text{sen}\,(\beta - \theta)}$$

e desejamos chegar a:

$$\frac{dE}{de} = \frac{\text{sen}\,(\beta + \theta)}{\text{sen}\,(\beta - \theta)} = 1{,}9.$$

Ou:

$$\text{sen}\,(\beta + \theta) = 1{,}9\,\text{sen}\,(\beta - \theta)$$

$$\text{sen}\,\beta \cdot \cos\theta + \cos\beta \cdot \text{sen}\,\theta = 1{,}9\,(\text{sen}\,\beta \cdot \cos\theta - \cos\beta \cdot \text{sen}\,\theta)$$

$$2{,}9\cos\beta \cdot \text{sen}\,\theta = 0{,}9\,\text{sen}\,\beta \cdot \cos\theta \qquad \text{tg}\,\theta = \frac{0{,}9}{2{,}9} \cdot \text{tg}\,\beta$$

$$\text{O ângulo } \frac{\alpha}{2} = 37°45', \qquad \beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2} = 52°15'$$

Donde:

$$\text{tg}\,\theta = 0{,}31\ \text{tg}\,\beta = 0{,}31 \times 1{,}2915 = 0{,}4$$

$$\theta = 22°.$$

Portanto, é suficiente que as hastes estejam colocadas no plano que faz em O um ângulo de 22° com o plano horizontal que passa pelo eixo do rolo superior, para que os levantamentos de entrada e de saída estejam na relação 1,9. Para conseguir a relação 2, encontra-se do mesmo modo $\theta = 23°\ 30'$. Um excêntrico (fig. 19.7) permite ajustar o ângulo θ e modificar esta relação entre 1,9 e 2,5.

Esta construção apresenta a vantagem de reduzir a potência absorvida, porque, durante os deslocamentos do rolo superior, as fricções sobre as paredes do cabeçote são substituídas por uma rotação em volta dum eixo munido de rótulas.

Nos modelos mais novos, o rolo inferior de entrada foi colocado mais baixo que o rolo de saída, facilitando o escoamento do caldo extraído para estes 2 rolos inferiores.

Os maiores rolos do mundo foram fabricados pela primeira vez conforme este modelo; são os da usina Aztra, no Equador, com suas 5 moendas de 1 150 × 2 300 mm.

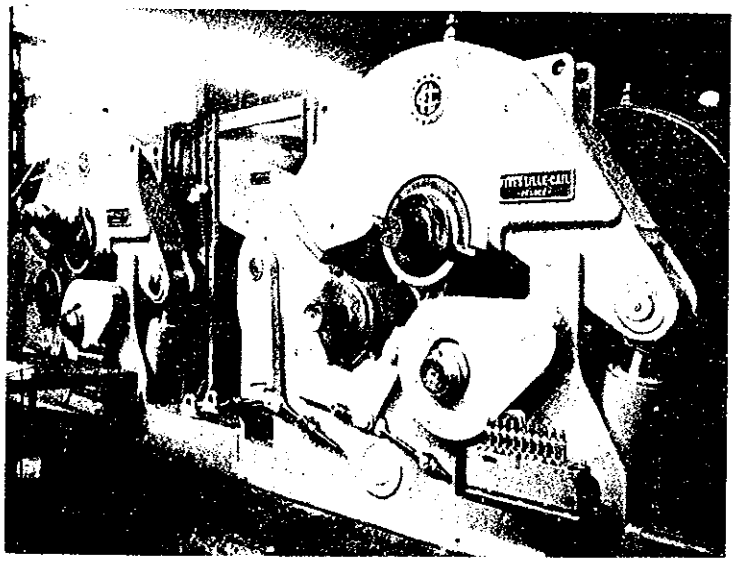


FIG. 19.9. — Moenda com regulagem estável Fives-Lille Cail F. 63.

ROLOS

As dimensões das pontas de eixo dos rolos são impostas pelo limite de pressão aceitável para os mancais (cf. p. 150). Geralmente, seu comprimento l é igual aos 5/4 de seu diâmetro d e seu diâmetro igual à metade do dos rolos:

$$d = \frac{D}{2} \qquad l = \frac{5}{4}d \tag{19.1}$$

Pelo que sabemos, apenas as moendas Fives C. 46 são uma exceção, com d um pouco superior a $D/2$.

Como uma carga deve ser proporcional a LD e como d é a metade de D, é lógico que l seja proporcional a L. É necessário que:

$$d = \frac{D}{2} \qquad l = 0{,}3L \tag{19.2}$$

Aliás, os fabricantes são obrigados a aproximar-se destas últimas proporções, nos grandes rolos, senão a regra (19.1) os levaria, nas pontas de eixo, a pressões fortes demais nas grandes moendas, cujos rolos têm uma relação L/D bem maior do que a das pequenas, conforme a série considerada padrão (cf. p. 312).

Os encostos da ponta de eixo devem ter um raio com uma curva suficiente para evitar o perigo de fratura, pois as quebras são mais freqüentes nestes pontos (ISJ, março 1952, p. 72). Um raio de 1/20 do diâmetro da ponta de eixo é aconselhável, ou seja, raio de 20 mm para uma ponta de eixo de 400 mm, por exemplo. A região onde as rupturas são mais freqüentes, num eixo de rolo, é o encosto interno, do lado do acionamento.

Fixação da camisa sobre o eixo. — Um rolo de moenda é formado por uma camisa cilíndrica vazia de ferro fundido, mais ou menos temperada, introduzida e fixada a fogo sobre um eixo de aço forjado. Em geral, o aperto previsto é de 1/1 000 ou, às vezes, de 0,0008. Efetua-se o encamisamento aquecendo a camisa até se tornar vermelho-escura, introduzindo-a sobre o eixo resfriado a água. Uma regularidade e uma regulagem perfeitas da temperatura de aquecimento são necessárias para garantir o sucesso desta operação.

MANCAIS

Geralmente, os mancais são de bronze. Mostra-se a forma dos mancais superiores e inferiores (fig. 19.10) do rolo superior, assim como a dos mancais dos rolos inferiores (fig. 19.11).

São peças caras, pois são ocas e devem servir à circulação da água de esfriamento e à lubrificação da superfície de fricção, sendo, conseqüentemente, complicadas.

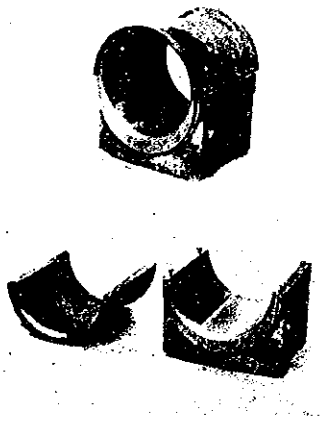


FIG. 19.10. — Mancal de rolo superior. Semimancal superior colocado perto do semimancal inferior.

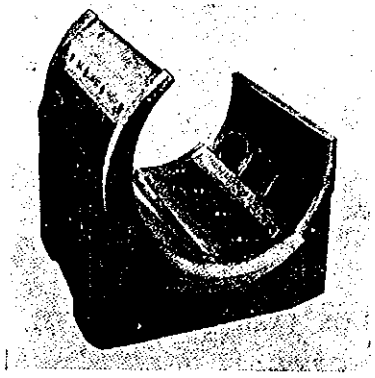


FIG. 19.11. — Mancal de rolo inferior (invólucro levemente deslocado para mostrar as câmaras de circulação de água).

Lubrificação. — A lubrificação é efetuada por uma ranhura colocada conforme uma geratriz, a cerca de 45° antes da zona de pressão máxima, terminando numa chanfradura no sentido do movimento e mais acentuada no centro do que nas extremidades (fig. 19.12). Com efeito, é necessário colocar mais óleo no centro, porque a pressão o força na direção dos lados.

Sobretudo, não se devem colocar canais de lubrificação na zona de pressão máxima: o consumo de óleo seria muito alto e a lubrificação não tão boa.

O consumo de óleo varia entre 0,06 e 0,10 l por mancal e por hora, uma média de 0,07 l/h.

Guias. — É importante que os mancais superiores sejam guiados sobre uma grande extensão. Com efeito, não devem emperrar, quando o rolo se levanta.

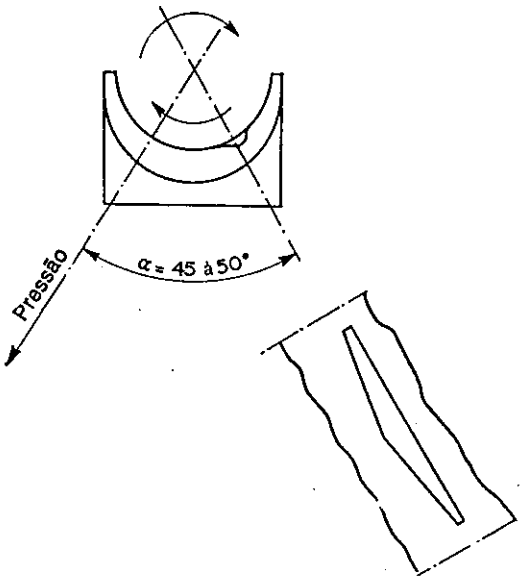


FIG. 19.12. — Lubrificação dum mancal.

Sua aresta traseira superior deve ser um pouco arredondada, para não emperrar, e a face traseira deve estar rigorosamente reta, polida e lisa, da mesma forma como a chapa de deslizamento do castelo que a recebe. É conveniente lubrificar estas superfícies por uma entrada de óleo especial. Sob pedido, os fabricantes fornecem os mancais com caixas de roletes para serem colocadas entre a face traseira e a chapa de deslizamento (fig. 10.29).

Estas caixas são caras e de duração limitada. Há tendência a substituí-las por chapas de deslizamento, interpostas, de material especial que ocasiona um coeficiente de fricção muito fraco.

Mancais antifricção. — Nas usinas do Egito foram experimentados mancais antifricção. Sua vantagem é poderem ser substituídos com facilidade na usina e nunca esquentarem. De outro lado, com falta de água, fundem repentinamente. Parece que seu uso foi satisfatório, porém não se difundiu.

ROLOS COM ROLAMENTO

A firma sueca S.K.F. e a firma norte-americana Timken fabricam rolamentos com roletes para os rolos das moendas. Não temos informações diretas sobre os resultados práticos do uso destes rolamentos; sob o ponto de vista teórico, parecem muito interessantes: permitiriam reduzir em mais de 90% a expressão P_2 de nosso cálculo de potência (p. 264), o que corresponderia a 30 a 50% da potência total consumida pela moenda. No entanto, são difíceis de serem instalados num castelo normal, obrigariam a aumentar o ângulo α de construção, exigiriam, evidentemente, uma proteção cuidadosa contra possíveis penetrações de caldo e aumentariam consideravelmente o preço da moenda. Entretanto, constituem uma solução para o futuro.

FLANGES

Hoje em dia, os flanges são sempre fixados ao rolo superior (fig. 19.13). Para fixá-los a este rolo, usam-se, em geral, 12 a 18 parafusos, conforme seu tamanho. Estes parafusos devem ter um comprimento útil de cerca de 1/20 do comprimento do rolo e um diâmetro de cerca de 1/30 do diâmetro do rolo.

Os flanges se desgastam e é preciso tornear seu lado interior, no fim da safra.

O jogo a ser mantido entre os flanges do rolo superior e as paredes laterais dos rolos inferiores é de cerca de 1 mm. A finalidade deste jogo é permitir um levantamento desigual das duas pontas do rolo superior, sem risco de emperramento, quando um corpo estranho passa por um de seus lados.

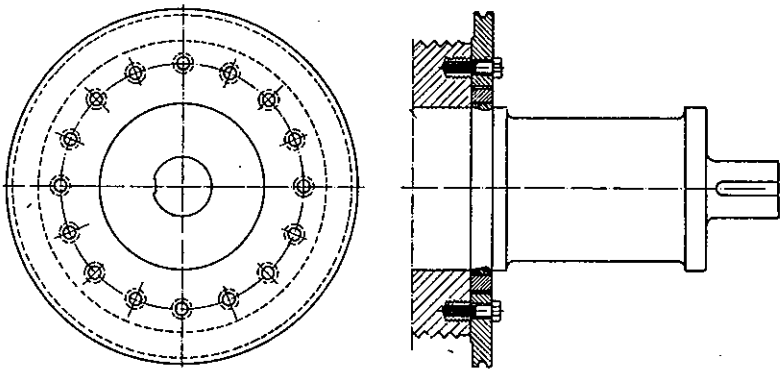


FIG. 19.13. — Fixação dos flanges.

PENTES

A superfície dos pentes deve fazer um ângulo α de cerca de 45 a 50° com a superfície do rolo (fig. 19.14).

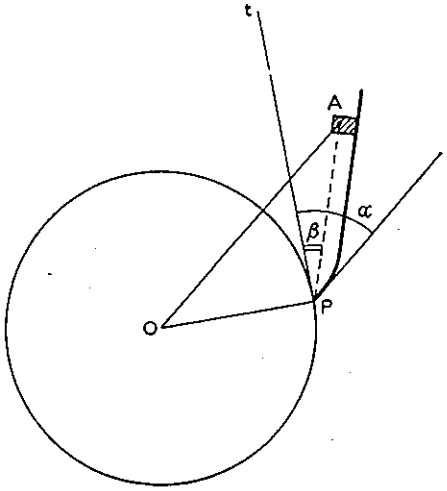


FIG. 19.14. — Posição dos pentes.

Quando os pentes se desgastam, o ponto P de contato se aproxima do plano AO formado pelo eixo do rolo e o eixo do pente. Há um ponto de des-

gaste no qual o pente corre o risco de se virar por emperramento com à superfície do rolo, e o ângulo β não deve ultrapassar um máximo de 35 a 40°.

METAL

Na África do Sul (44.º C. SASTA, 1970, p. 60) aconselha-se o aço inoxidável n.º 430 (com 17% de Cr) para os seguintes aparelhos: quedas Donnelly, calhas de caldo, cochos de embebição, gamelões sob as moendas, difusores, tubulações de caldo primário, elevadores de bagacilho, balanças de caldo, soldas para consertar chapas oxidadas, tubulações de vácuo (estas últimas devem, então, ter 6 mm no lugar de 10).

DIMENSÕES PADRÃO

Embora certos fabricantes não a sigam exatamente, há uma série internacional das dimensões de rolos, adotada de modo muito generalizado.

É de origem norte-americana e, conseqüentemente, baseada em dimensões de polegadas inglesas.

As larguras são múltiplas de 6" (152,4 mm), graduadas de 6" em 6". Os diâmetros são múltiplos de 2" (50,8 mm), graduados de 2" em 2".

A cada largura correspondem 2 diâmetros sucessivos; a cada diâmetro correspondem 2 larguras sucessivas. O quadro (12.3), página 221, fornece as combinações assim obtidas.

Uma dimensão de moenda se exprime pelo valor do diâmetro médio seguido pelo da largura.

As dimensões mais freqüentes são as seguintes:

QUADRO 19.1

Dimensões padrão mais freqüentes de rolos

24"	×	48"	=	610	×	1 220 mm
28"	×	54"	=	710	×	1 370 "
30"	×	60"	=	760	×	1 525 "
32"	×	66"	=	813	×	1 675 "
34"	×	72"	=	864	×	1 830 "
36"	×	78"	=	915	×	1 980 "
36"	×	84"	=	915	×	2 134 "

A menor dimensão encontrada em uma usina é a de 510 × 915 mm. Em destilaria de garapa, encontram-se tandens bem pequenos, de 350 × 500 mm.

Há uma tendência muito nítida a favor dos grandes diâmetros, mesmo além da série padrão. Nas moendas muito grandes, em particular, há vários tandens de:

$$42'' \times 84'' = 1\,067 \times 2\,134 \text{ mm},$$

em Central Ledesma, na Argentina, em Darnall, na África do Sul, e em várias outras usinas. As maiores moendas por nós conhecidas são as do tandem F.63, fornecidas pela Fives-Lille Cail a Jaagbaan, na África do Sul, com 43″ × 84″ = 1 093 × 2 134 mm. Se estas moendas girassem à velocidade-limite, indicada por nossa fórmula (11.11), ou seja, a 4,88 rpm, um tandem com 18 rolos deveria alcançar 286 TCH, com 12,5% de fibra.

CONSIDERAÇÕES SOBRE AS PROPORÇÕES DOS ROLOS

No gráfico da figura 19.15 foram colocados os pontos representativos das dimensões de rolo padrão, transpondo em abscissas os diâmetros e em ordenadas as larguras dos rolos. Observa-se, imediatamente, que a escala norte-americana não corresponde a uma relação L/D constante: nos rolos grandes, a largura é relativamente maior.

Ora, como a carga F deve ser proporcional a LD, a fadiga oriunda do esforço cortante exercido sobre o rolo em atividade varia, para o rolo, para o eixo ou para suas pontas de eixo, cujos diâmetros são todos proporcionais, da seguinte maneira:

$$\frac{F}{\lambda \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \lambda' \cdot \frac{LD}{D^2} = \lambda'' \cdot \frac{L}{D} \qquad (19.3)$$

sendo os λ os coeficientes numéricos. O esforço cortante será maior à medida que a relação da largura do rolo com seu diâmetro for maior.

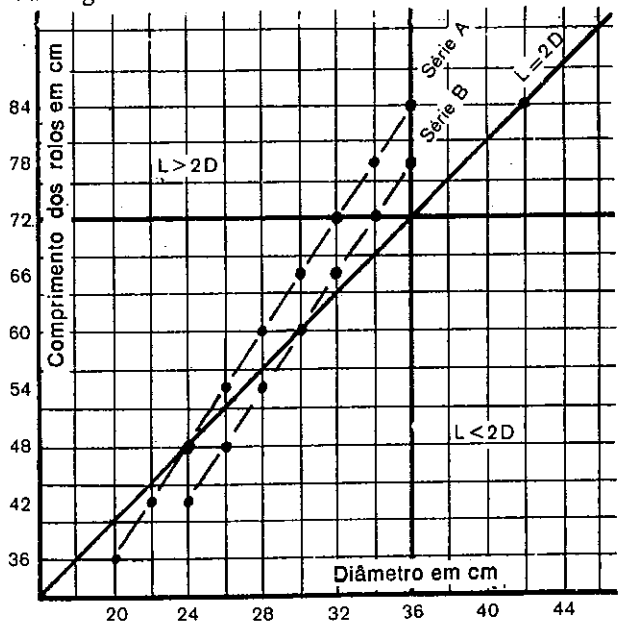


FIG. 19.15. — Proporções dos rolos das moendas com dimensões padrão.

De outro lado, pode-se considerar o rolo como uma viga uniformemente carregada, descansando sobre dois apoios (fig. 19.16). Seja p a pressão por unidade

de comprimento do rolo. O momento de flexão exercido sobre o rolo em atividade varia da seguinte maneira:

$$p \cdot \frac{L^2}{8} = \frac{F}{L} \cdot \frac{L^2}{8} = \frac{FL}{8} = \frac{\lambda \cdot L^2 D}{8}$$

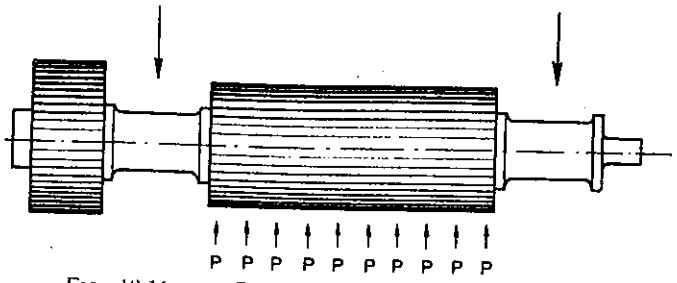


FIG. 19.16. — Esforços exercidos sobre um rolo.

enquanto a resistência à flexão varia apenas como D^3. A fadiga proveniente da flexão varia, portanto, da seguinte maneira:

$$\frac{\lambda \cdot \frac{L^2 D}{8}}{\lambda' \cdot \frac{\pi D^3}{32}} = \lambda'' \cdot \frac{L^2}{D^2} \tag{19.4}$$

sendo o módulo de resistência à flexão duma viga de seção circular: $\frac{\pi D^3}{32}$.

É preciso dar prioridade ao esforço cortante e em seguida à regra (19.3) ou ao momento de flexão e à regra (19.4)?

Para isto, comparam-se as fadigas relativas do metal nos dois casos, observando que:

a) A carga p uniformemente distribuída sobre o rolo possui o seguinte valor:

$$p = \frac{F}{L} = \lambda \cdot \frac{LD}{L} = \lambda \cdot D.$$

Como somente valores relativos interessam aqui, toma-se: $p = D$.

b) O esforço cortante máximo, localizado nas pontas dos eixos, tem o seguinte valor: $T = \frac{pL}{2}$.

c) O momento de flexão máxima, que se produz no centro do rolo, tem o seguinte valor: $M = \frac{pL^2}{8}$.

d) A fadiga máxima devida ao esforço cortante: $t = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{\pi r^2}$; r é o raio da viga circular.

e) A fadiga máxima devida ao momento de flexão: $n = \frac{rM}{I}$; I é o momento de inércia da viga circular.

f) O momento de inércia duma seção circular: $I = \frac{\pi d^4}{64}$; d é o diâmetro da seção.

g) O diâmetro das pontas de eixo suportando o esforço cortante = 0,9 do diâmetro do eixo, o qual = 0,5 do diâmetro do rolo.

Segue-se:

1.º *Esforço cortante.* — $T = \frac{pL}{2} = \frac{DL}{2}$

$$t = \frac{4}{3} \cdot \frac{DL}{2} \cdot \frac{1}{\pi\left(\frac{0{,}9 \times 0{,}5 \times D}{2}\right)^2} = \frac{13{,}17}{\pi} \cdot \frac{L}{D} \qquad (19.5)$$

2.º *Momento de flexão.* — $M = \frac{pL^2}{8} = \frac{DL^2}{8}$

Porém, a flexão é suportada em parte pelo eixo e em parte pela camisa do rolo, supondo que estas duas peças estejam unidas por 3 superfícies de contato. Se a pressão fosse suportada inteiramente pelo eixo, a fadiga deste seria:

$$n' = \frac{D}{4} \cdot \frac{DL^2}{8} \cdot \frac{1}{\frac{\pi D^4}{64 \times 16}} = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{L^2}{D^2}$$

Se fosse suportada inteiramente pela camisa, que é de ferro fundido, cuja resistência à flexão é 4,5 vezes menor que a do aço, a fadiga da camisa, no que se refere a suas possibilidades relacionadas às do eixo, seria:

$$n'' = \frac{D}{2} \cdot \frac{DL^2}{8} \cdot \frac{4{,}5}{\frac{\pi}{64}\left(D^4 - \frac{D^4}{16}\right)} = \frac{19{,}2}{\pi} \cdot \frac{L^2}{D^2}$$

Portanto, o eixo pode suportar a fração 19,2/(19,2 + 32) do esforço total e a camisa a fração 32/ (19,2 + 32). A fadiga do eixo é a seguinte:

$$n = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{L^2}{D^2} \times \frac{19{,}2}{51{,}2} = \frac{12}{\pi} \cdot \frac{L^2}{D^2} \qquad (19.6)$$

Como L/D deve continuar sendo aproximadamente 2, observa-se que o momento de flexão é dominante, porém os dois riscos de quebra continuam bastante próximos.

BIBLIOTECA
Gen. A. Taveras Cor
SERTÃOZINHO

Segue-se que, nos dois pontos de vista (esforço cortante e, principalmente, momento de flexão), a largura é um elemento de fraqueza e o diâmetro um elemento de força.

Observa-se, também, que a largura e o diâmetro devem ficar numa proporção fixa. A solução que está mais de acordo com a experiência e que respeita mais os costumes e os conceitos atuais consiste na adoção de $L = 2D$. Se a série padrão fosse além das 84″, esta necessidade seria notada, e foi esta, sem dúvida, a razão pela qual os fabricantes de novas moendas muito grandes felizmente abandonaram a série padrão, para construir moendas de 42″ × 84″ na linha $L = 2D$.

Destas constatações, podem-se tirar 3 conclusões:

1.º Comparando um rolo padrão pequeno (660 × 1 220 mm, por exemplo) a um rolo padrão grande (915 × 2 134 mm, por exemplo) de qualidade e metal idênticos, constata-se que o rolo pequeno pode suportar cargas, isto é, pressões hidráulicas, relativamente maiores que as do rolo grande. Com outras palavras, sobre o rolo pequeno podem ser exercidas P.H.E. (cf. p. 152) maiores.

2.º É preferível escolher uma moenda na zona $L \leqslant 2D$ do gráfico 19.15 do que uma na zona $L > 2D$; ou, pelo menos, perto da 1.ª zona. Por outro lado, a partir de 54″ = 1 370 mm, devem-se preferir moendas da série *B* a moendas da série *A*.

3.º É lamentável que os fabricantes europeus não tenham criado uma série métrica:

500 × 1 000 mm	800 × 1 600 mm
550 × 1 100 „	850 × 1 700 „
600 × 1 200 „	900 × 1 800 „
650 × 1 300 „	950 × 1 900 „
700 × 1 400 „	1 000 × 2 000 „
750 × 1 500 „	1 100 × 2 200 „

Assim, com apenas 12 modelos, a escala das capacidades seria completamente coberta e a série seria mais lógica e teria maior sucesso da parte dos técnicos conhecedores.

20

EMBEBIÇÃO

OBJETIVO

Mesmo submetendo o bagaço a pressões consideráveis e repetidas, nunca é possível extrair a totalidade de seu caldo. Chega a uma umidade mínima, 45 a 48%, em geral, nas melhores condições 40%, isto é, conserva uma parte importante de caldo, representando aproximadamente a metade de seu peso.

Para extrair a maior quantidade possível do açúcar contido no bagaço, recorre-se a um artifício: como não é possível diminuir esta umidade, procura-se substituir o seu constituinte, o caldo, pela água.

É este artifício que constitui a embebição.

Com pressão seca, o limite de extração é alcançado muito rapidamente: após a 1.ª moenda, a umidade do bagaço já caiu a cerca de 60% ou a menos. Após a 2.ª moenda, está próxima a 50%. A partir da 3.ª moenda, já está próxima a 45%: pode-se considerar que se extraiu, com pressão simples, tudo o que era possível extrair por este meio. Se, neste momento, o bagaço é molhado com água, esta água se alastra no bagaço e dilui o caldo nele contido. A moenda seguinte deixará de novo o bagaço com sua umidade-limite, ou seja, cerca de 45%. Porém, esta umidade não será mais constituída pelo caldo absoluto, mas pelo caldo diluído: portanto, extraiu-se açúcar, e esta operação pode ser repetida.

DIFERENTES MÉTODOS DE EMBEBIÇÃO

Na realidade, como as diferenças de umidade do bagaço são muito pequenas, é interessante iniciar a embebição a partir da saída da 1.ª moenda: o

aumento será obtido mais rapidamente, porque a grande quantidade de caldo ainda contida no bagaço será com mais facilidade diluída e extraída. A quantidade de caldo extraída é, então, praticamente igual à quantidade de caldo que teria sido extraída sem adicionar água, acrescentada da quantidade de água de embebição. E a quantidade de açúcar extraída é muito superior à obtida sem adição de água, porque a quantidade de caldo ainda no bagaço, a qual, conforme se explicou, continua praticamente a mesma, é agora constituída pelo caldo diluído, em vez do caldo absoluto.

EMBEBIÇÃO SIMPLES

O sistema mais simples que se pode imaginar é acrescentar água ao bagaço após cada moenda. Este processo é denominado "embebição simples". Acrescentando a água em um só ponto, por exemplo, entre as duas últimas moendas, este processo se chama embebição simples única. Se a água é acrescentada de duas vezes, entre a antepenúltima e a penúltima moenda e, depois, entre a penúltima e a última, é chamado embebição simples dupla. Da mesma maneira acontece para a embebição simples tripla etc...

EMBEBIÇÃO COMPOSTA

Mas este sistema consome muita água, que deverá ser evaporada depois. Partindo da embebição simples única, observou-se que o caldo diluído da última moenda é quase como a água: por isso, foi utilizado para ser novamente adicionado antes da penúltima moenda. Isto se denomina a "embebição composta" e, neste caso, é dupla. Utilizando ainda o caldo assim obtido na penúltima moenda, para enviá-lo à moenda precedente, isto se torna uma embebição tripla; e assim por diante (fig. 20.1).

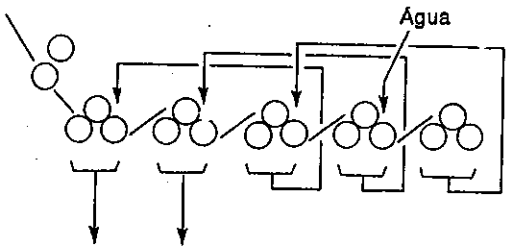


FIG. 20.1. — Embebição composta quádrupla.

ESTUDO MATEMÁTICO DA EMBEBIÇÃO

Para compreender exatamente a embebição, mais complexa do que possa parecer, e que exerce um papel importante nos resultados financeiros da usina, esta será estudada na seguinte ordem:

a) Pressão seca.

b) Pressão úmida.

c) Embebição simples múltipla.

d) Embebição composta múltipla.

A. Pressão seca

A pressão seca compõe-se de todas as pressões sucessivas exercidas sobre o bagaço, no tandem de moendas, sem adição prévia de nenhum líquido.

Havendo um esmagador, este será agrupado com a 1.ª moenda. Supõe-se que se reserve um número n de moendas para a pressão seca. Estas moendas recebem os índices: 1, 2, 3, ..., n. Ou seja (fig. 20.2):

f = fibra da cana;

f'_p = fibra do bagaço fornecido pela moenda n.º p;

b_p = quantidade de bagaço fornecida pela moenda n.º p;

j_p = quantidade de caldo fornecida pela moenda n.º p.

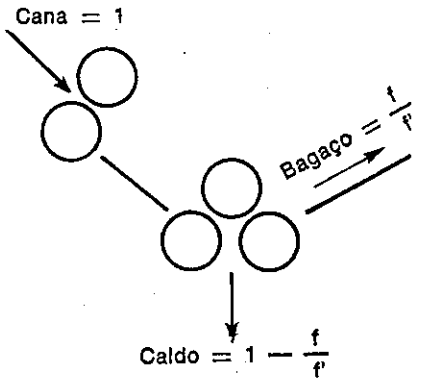


FIG. 20.2. — Pressão seca.

Considera-se um peso 1 de cana passando nas moendas. Extraindo apenas o caldo e sem variação de fibra, tem-se:

$$1 \times f = b_1 \cdot f'_1 = b_2 \cdot f'_2 = \ldots = b_n \cdot f'_n$$

Donde:

$$b_1 = \frac{f}{f'_1} \qquad b_2 = \frac{f}{f'_2} \qquad \ldots \qquad b_n = \frac{f}{f'_n} \tag{20.1}$$

Portanto, na 1.ª moenda, obtém-se: $j_1 = 1 - \dfrac{f}{f'_1}$

Na 2.ª

$$j_2 = 1 - \frac{f}{f'_2} - \left(1 - \frac{f}{f'_1}\right) = f\left(\frac{1}{f'_1} - \frac{1}{f'_2}\right)$$

Na 3.ª:

$$j_3 = 1 - \frac{f}{f'_3} - \left(1 - \frac{f}{f'_1}\right) - f\left(\frac{1}{f'_1} - \frac{1}{f'_2}\right) = f\left(\frac{1}{f'_2} - \frac{1}{f'_3}\right)$$

Na $n^{ésima}$ moenda:

$$i_n = f\left(\frac{1}{f'_{n-1}} - \frac{1}{f'_n}\right) \tag{20.2}$$

Na prática, constata-se que a fibra do bagaço aumenta rapidamente até um limite f', sempre próximo a 0,5 (fig. 20.3). Como conseqüência, a quantidade de caldo extraída pelas moendas sucessivas diminui rapidamente e tende a 0.

Seja f' a fibra do último bagaço de pressão seca (denominada por f'_n na fórmula acima). A extração de caldo tem o seguinte valor:

$$e' = \frac{\text{caldo extraído}}{\text{caldo da cana}} = \frac{1 - \frac{f}{f'}}{1 - f} = \frac{f' - f}{f'(1 - f)} \tag{20.3}$$

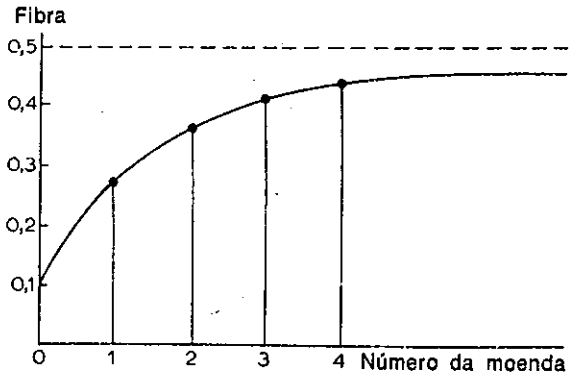


FIG. 20.3. — Fibra-limite do bagaço.

Sendo a pureza do caldo extraído superior à do caldo residual, a extração de açúcar é superior à de caldo e tem o seguinte valor;

$$e = \frac{\alpha(f' - f)}{f'(1 - f)} \tag{20.4}$$

α = coeficiente = 1,05 a 1,10.

B. **Pressão úmida**

Numa primeira avaliação, supõe-se que a pressão seca seja suficiente para que a fibra f' do último bagaço de pressão seca esteja próxima a seu limite: $f' \neq 0{,}5$.

Neste momento, acrescenta-se w de água à moenda seguinte, chamada 1.ª moenda de pressão úmida, sendo w o peso de água para 1 de cana. Desde já, é possível supor que o bagaço, após a passagem por todas as moendas seguintes, volte a uma fibra próxima a f'. Portanto, fornecem f/f' de bagaço e:

$$\frac{f}{f'} + w - \frac{f}{f'} = w$$

de caldo. Portanto, obtém-se (fig. 20.4):

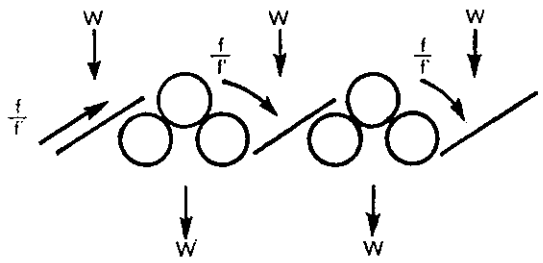


FIG. 20.4. — Pressão úmida.

$$\begin{cases} \text{caldo à entrada} = \dfrac{f}{f'} - f + w \\ \text{caldo extraído} = w. \end{cases}$$

Logo, a proporção de caldo extraída é:

$$r = \frac{w}{\dfrac{f}{f'} - f + w} = \frac{wf'}{f(1 - f') + wf'} \qquad (20.5)$$

Na prática, a proporção de caldo extraída é diferente. Com efeito:

1.º A embebição é iniciada bem antes que o bagaço com a pressão seca atinja a fibra-limite. Com efeito, a embebição começa na saída da 1.ª moenda. Portanto, as moendas do início do tandem fornecem uma quantidade de caldo superior a w. Porém, pelo cálculo, é possível verificar que a extração final não é superior à extração que seria obtida se a fibra-limite já tivesse sido alcançada desde a 1.ª moenda.

2.º A pureza do caldo extraído é sempre um pouco superior à do caldo residual.

3.º Inversamente, porém, a água (ou o caldo de embebição, no caso da embebição composta) mistura-se apenas numa proporção β ao caldo existente no bagaço e sobre o qual é aspergida. Uma certa proporção deste caldo não é alcançada nem diluída pela água, por causa das células não rompidas e da afinidade muito grande do bagaço com a água, provocando a retenção da maior

parte utilizada na primeira camada. Esta água é mais facilmente extraída pela moenda seguinte do que o caldo contido no bagaço. Segue-se que esta moenda retira apenas uma proporção da quantidade de açúcar recebida:

$$\beta r < r.$$

Supõe-se que o coeficiente β contém as expressões (1.º) e (2.º), favoráveis, e a expressão (3.º), desfavorável, a qual, aliás, leva uma nítida vantagem sobre as outras duas.

SIMPLIFICAÇÃO DE r. — Estabelece-se:

$$w = \lambda \cdot f \tag{20.6}$$

w = peso de água de embebição utilizado por unidade de peso de cana;

f = fibra da cana para 1 de cana;

λ = relação do peso de água de embebição com o peso de fibra.

Esta expressão é muito útil: é λ, e não w, que caracteriza a embebição. Com efeito, a fórmula (20.5) se escreve:

$$r = \frac{\lambda f'}{1 - f' + \lambda f'} \tag{20.7}$$

o que demonstra que a extração depende de λ,e não de w; r não muda quando w e f variam proporcionalmente.

Como f' é sempre próximo a 0,5, obtém-se:

$$r \approx \frac{\lambda}{\lambda + 1} \tag{20.8}$$

C. Embebição simples múltipla

Foi visto que a embebição simples é a embebição efetuada apenas com água, sem retorno de caldo sobre o bagaço.

A embebição simples é chamada múltipla quando a água é aplicada duas ou mais vezes, antes de duas ou várias moendas.

Havendo n moendas com pressão úmida, é costume repartir a quantidade de água utilizada, w, de maneira igual sobre as n moendas.

Portanto, cada moenda recebe $\frac{w}{n}$ e a proporção de caldo extraída em cada moenda é obtida substituindo,em r, w por w/n:

$$r = \frac{\lambda f'}{n(1 - f') + \lambda f'} \tag{20.9}$$

e, para $f' = 0{,}5$:

$$r = \frac{\lambda}{\lambda + n} \tag{20.10}$$

Para 1 de açúcar chegando à 1.ª pressão úmida, esta moenda extrai βr. Fica: $1 - \beta r$. Colocando w/n de água e prensando novamente, esta 2.ª operação fornece ainda f/f' de bagaço e w/n de caldo e extrai $\beta' r'$ do açúcar existente.

Porém, $r' = r$, pois a quantidade de água w/n é a mesma e f' tem o mesmo valor, por hipótese. Da mesma maneira, supõe-se $\beta' = \beta$, porque, apesar do caldo restante ser mais difícil de ser extraído, o bagaço, de outro lado, está mais bem preparado para uma pressão adicional.

Na realidade, os β sucessivos devem decrescer, pois à medida que o bagaço é esgotado, o caldo retido deve estar, cada vez mais, escondido nas células intactas e a trituração do bagaço compensa apenas em parte este inconveniente.

No entanto, supõe-se $\beta = \beta' = \beta'' = \ldots$ e adota-se um β médio $= \beta$.

Da 1.ª pressão, ficou: $1 - \beta r$ de açúcar. A 2.ª extraiu:

$$(1 - \beta r)\beta r$$

As 2 primeiras pressões reunidas fornecem, portanto:

$$\beta r + (1 - \beta r)\beta r$$

Resta:

$$1 - [\beta r + (1 - \beta r)\beta r] = (1 - \beta r)^2.$$

Uma 3.ª pressão úmida extrairá:

$$(1 - \beta r)^2 \beta r$$

Estas 3 primeiras pressões úmidas fornecem juntas:

$$\beta r + (1 - \beta r)\beta r + (1 - \beta r)^2 \beta r$$

e assim por diante. Ao final de n pressões úmidas, foi extraído:

$$\beta r + (1 - \beta r)\beta r + (1 - \beta r)^2 \beta r + \ldots + (1 - \beta r)^{n-1} \beta r$$

progressão geométrica cuja soma é:

$$1 - (1 - \beta r)^n.$$

A extração total do tandem, pressão seca mais pressão úmida, é, portanto, de:

$$\frac{\alpha(f' - f)}{f'(1 - f)} + \left[1 - \frac{\alpha(f' - f)}{f'(1 - f)}\right][1 - (1 - \beta r)^n] \qquad (20.11)$$

onde:

$$r = \frac{1}{\lambda + n} \qquad \lambda = \frac{w}{f}$$

f' = fibra do bagaço da última moenda com pressão seca;

n = número de embebições = número de moendas com pressão úmida;

w = peso total de água de embebição por unidade de peso de cana;

f = peso de fibra por unidade de peso de cana.

α é de cerca de 1,05 a 1,10.

β é de cerca de 0,60 a 0,80, para a água.

D. Embebição composta múltipla

Chama-se embebição composta o método que consiste na aplicação da água antes da última moenda, reconduzindo o caldo obtido nesta última moenda para antes da penúltima moenda, o caldo obtido nesta para antes da precedente, e assim por diante. O caldo da 2.ª moenda de pressão úmida é, desta maneira, reconduzido para antes da 1.ª moenda de pressão úmida e somente o caldo obtido nesta 1.ª moenda de pressão úmida passa para a fabricação com os caldos de pressão seca.

Seja (fig. 20.5) 1 a quantidade de açúcar restante após a pressão seca; e_1, e_2, e_3 ... as quantidades correspondentes de açúcar extraídas pela 1.ª, 2.ª, 3.ª ... moendas de pressão úmida. Cada uma extrairá w de caldo, se todas deixarem o bagaço com f' de fibra, e extrairá uma proporção r de açúcar.

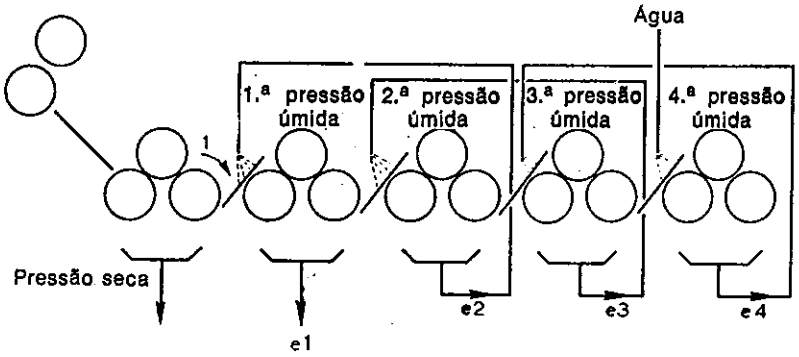


FIG. 20.5. — Embebição composta quádrupla.

Em primeira aproximação, deixa-se de lado o coeficiente β e procura-se a extração total de açúcar obtida desta maneira.

À 1.ª moenda de pressão úmida chega uma quantidade de açúcar:

$$A_1 = 1 + e_2$$

A 1.ª moenda de pressão úmida extrai:

$$e_1 = rA_1 = r(1 + e_2).$$

Resta em seu bagaço:

$$B_1 = A_1(1 - r) = (1 + e_2)(1 - r)$$

À 2.ª moenda chega uma quantidade de açúcar:

$$A_2 = e_3 + B_1 = e_3 + (1 + e_2)(1 - r)$$

A 2.ª moenda extrai:

$$e_2 = rA_2 = re_3 + r(1 + e_2)(1 - r) = re_3 + e_1(1 - r)$$

Resta em seu bagaço:

$$B_2 = A_2(1 - r) = e_3(1 - r) + (1 + e_2)(1 - r)^2$$

A 3.ª moenda chega uma quantidade de açúcar:

$$A_3 = e_4 + B_2 = e_4 + e_3(1 - r) + (1 + e_2)(1 - r)^2$$

A 3.ª moenda extrai:

$$e_3 = rA_3 = re_4 + re_3(1 - r) + r(1 + e_2)(1 - r)^2 = re_4 + e_2(1 - r)$$

. . . . . .

À $(n - 1)^{\text{ésima}}$ moenda chega uma quantidade de açúcar:

$$A_{n-1} = e_n + e_{n-1}(1 - r) + e_{n-2}(1 - r)^2 + \ldots + e_3(1 - r)^{n-3} + (1 + e_2)(1 - r)^{n-2}$$

A $(n - 1)^{\text{ésima}}$ moenda extrai:

$$e_{n-1} = re_n + (1 - r)e_{n-2}.$$

Resta em seu bagaço:

$$B_{n-1} = e_n(1 - r) + e_{n-1}(1 - r)^2 + \ldots + e_3(1 - r)^{n-2} + (1 + e_2)(1 - r)^{n-1}$$

À última moenda chega uma quantidade de açúcar:

$$A_n = 0\,(\text{água}) + e_n(1 - r) + e_{n-1}(1 - r)^2 + \ldots + e_3(1 - r)^{n-2} + (1 + e_2)(1 - r)^{n-1}$$

A última moenda extrai:

$$e_n = e_{n-1}(1 - r).$$

Escrevendo os vários valores encontrados para as extrações de açúcar e sucessivas e adicionando uma a uma as equações assim obtidas, um grande número de expressões se anula de cada lado e obtém-se:

$$\begin{array}{llll}
e_n & = & e_{n-1} - re_{n-1} \\
e_{n-1} & = re_n & + e_{n-2} - re_{n-2} \\
e_{n-2} & = re_{n-1} & + e_{n-3} - re_{n-3} \\
\ldots\ldots & = \ldots\ldots & + \ldots\ldots - \ldots\ldots \\
e_3 & = re_4 & + e_2 - re_2 \\
e_2 & = re_3 & + e_1 - re_1 \\
e_1 & = re_2 & + r \\
\hline
e_n & = re_n & + r - re_1
\end{array} \qquad (20.12)$$

donde:

$$e_n = \frac{r}{1-r}(1-e_1)$$

É possível efetuar também a mesma adição suprimindo a 1.ª das equações (20.12). Neste caso, obtém-se:

$$e_{n-1} = re_n + re_{n-1} + r(1-e_1)$$

donde:

$$e_{n-1} = (1-e_1)\left[\frac{r}{1-r} + \frac{r^2}{(1-r)^2}\right]$$

Da mesma maneira, suprimindo 2, 3 ... equações, obtém-se sucessivamente:

$$e_{n-2} = (1-e_1)\left[\frac{r}{1-r} + \frac{r^2}{(1-r)^2} + \frac{r^3}{(1-r)^3}\right]$$

.....

$$e_2 = (1-e_1)\left[\frac{r}{1-r} + \frac{r^2}{(1-r)^2} + \ldots + \left(\frac{r}{1-r}\right)^{n-1}\right]$$

Porém:

$$e_1 = r(1+e_2) \qquad e_2 = \frac{e_1 - r}{r}$$

Portanto, obtém-se:

$$\frac{e_1 - r}{r} = (1-e_1)\left[\frac{r}{1-r} + \left(\frac{r}{1-r}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{r}{1-r}\right)^{n-1}\right]$$

donde:

$$e_1 = r \cdot \frac{1 + \left[\frac{r}{1-r} + \left(\frac{r}{1-r}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{r}{1-r}\right)^{n-1}\right]}{1 + r\left[\frac{r}{1-r} + \left(\frac{r}{1-r}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{r}{1-r}\right)^{n-1}\right]}$$

Porém (cf. fórm. 20.8):

$$r = \frac{\lambda}{\lambda+1}, \quad \text{donde:} \quad \lambda = \frac{r}{1-r} \tag{20.13}$$

Cada um dos parêntesis da expressão e_1 acima é uma progressão geométrica cuja soma possui o seguinte valor:

$$\lambda \cdot \frac{\lambda^{n-1} - 1}{\lambda - 1}$$

Donde:

$$e_1 = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot \dfrac{\lambda^{n-1} - 1}{\lambda - 1}}{1 + \dfrac{\lambda}{\lambda + 1} \cdot \lambda \cdot \dfrac{\lambda^{n-1} - 1}{\lambda - 1}}$$

$$\boxed{e_1 = \lambda \cdot \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1}} \qquad (20.14)$$

Esta expressão exige: $\lambda \neq 1$. Para $\lambda = 1$, encontra-se com facilidade, voltando à fórmula em r acima:

$$e_1 = \frac{n}{n + 1} \qquad (\lambda = 1)$$

A extração total do tandem, pressão seca mais pressão úmida, é, portanto:

$$\frac{\alpha(f' - f)}{f'(1 - f)} + \left[1 - \frac{\alpha(f' - f)}{f'(1 - f)}\right] \lambda \cdot \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1} \qquad (20.15)$$

onde:

$$\lambda = \frac{w}{f}.$$

RESULTADOS PRÁTICOS

As três mesmas causas já vistas (p. 321) intervêm na embebição composta, assim como na embebição simples, para modificar os resultados. Comparando os resultados práticos obtidos com aqueles previstos pelo cálculo teórico simplificado precedente, constata-se que é possível atribuir ficticiamente a diferença observada a um coeficiente de eficiência β, definido da seguinte maneira:

$$\beta = \frac{\text{açúcar extraído na realidade pela embebição considerada}}{\text{açúcar que devia ter sido extraído conforme as fórmulas teóricas precedentes}}$$

Este coeficiente β é variável: depende da eficiência do método de embebição utilizado, do estado dos rolos, do bom funcionamento das moendas, do estado de preparação do bagaço e, tanto na embebição composta como na embebição simples, da posição da moenda considerada.

Entretanto, continua, geralmente, sendo de cerca de 0,6 a 0,8.

De outro lado, a água aplicada sob pressão penetra melhor no bagaço do que quando é aspergida finamente: uma rampa comum, composta por um tubo com perfurações espaçadas de 25 a 30 mm, é mais eficiente do que uma rampa com bicos pulverizadores de jato cônico, a qual, entretanto, distribui a água de modo mais igual sobre a camada de bagaço. No segundo caso, somente a camada superior é molhada, enquanto, no primeiro, os jatos

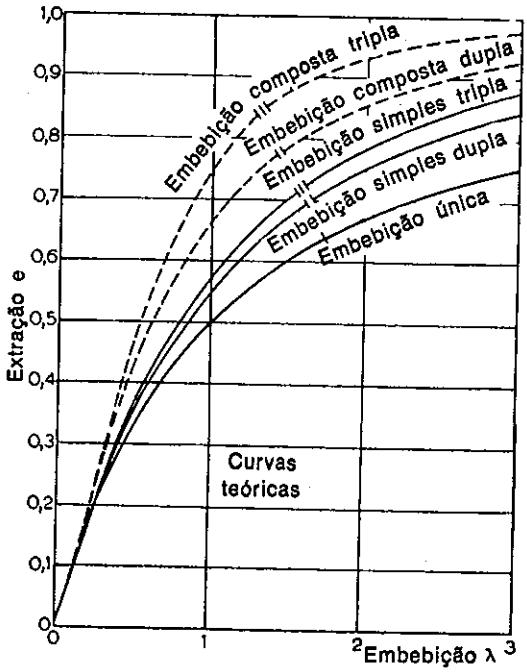


FIG. 20.6. — Variação da extração residual em função da embebição.
a) Curvas teóricas.

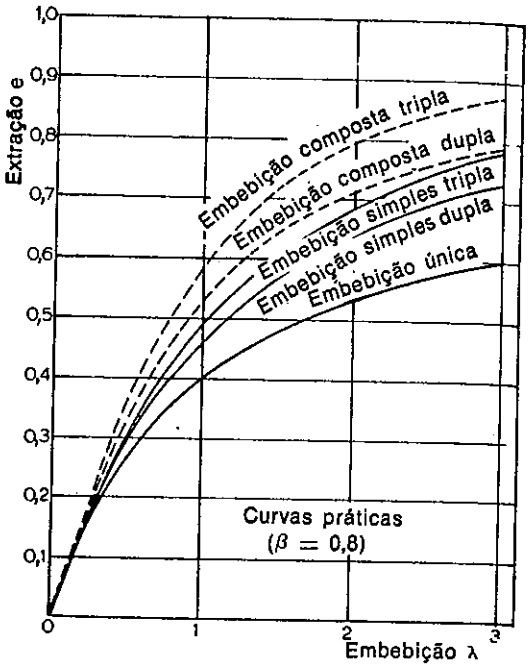


FIG. 20.7. — Variação da extração residual em função da embebição.
b) Curvas práticas ($\beta = 0{,}8$).

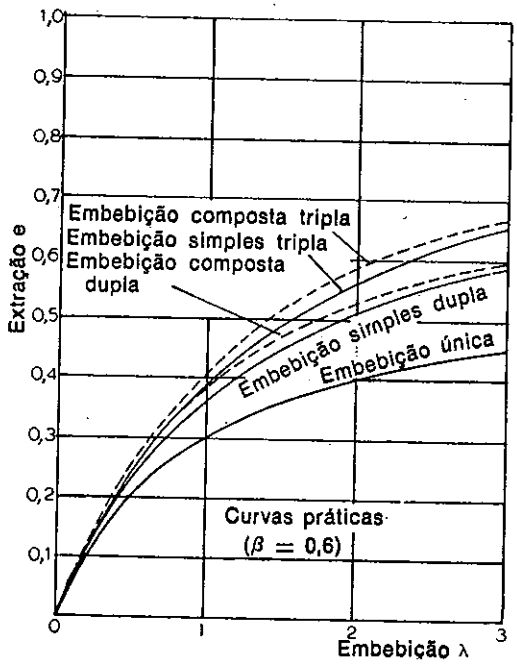


FIG. 20.8. — Variação da extração residual em função da embebição.
c) Curvas práticas ($\beta = 0{,}6$).

de água penetram de um modo mais profundo no interior do bagaço e a água se espalha mais uniformemente em profundidade.

Quanto a esta questão, assinala-se que Mittal, na Índia (S. y A., abril 1958, p. 52), conseguiu uma eficiência melhor com água sob pressão de 500 g/cm² do que sob 1 kg/cm². Realmente, é conveniente efetuar a embebição sob uma pressão de 5 a 6 m de água.

Numa primeira avaliação, pode-se admitir:

Para a água sob pressão:

$\beta = 0{,}60$ a $0{,}80$

Para o retorno dos caldos:

$\beta = 0{,}50$ a $0{,}70$

Porém, para não dificultar o problema, na prática, basta adotar um coeficiente β único, aliás facil-

mente medido em cada caso, igual a 0,60 ou 0,65, à falta de dados mais precisos.

Caso da embebição composta. — Para levar em conta a eficiência β, é preciso substituir, na fórmula (20.15), λ por:

$$\lambda' = \frac{\beta r}{1 - \beta r} \qquad (20.16)$$

Para os dois métodos de embebição, fornecemos antes:

1.º As curvas teóricas obtidas pelas fórmulas primitivas (fig. 20.6).

2.º As mesmas curvas corrigidas, levando em conta: *a*) um coeficiente $\beta = 0{,}8$ (fig. 20.7); *b*) um coeficiente $\beta = 0{,}6$ (fig. 20.8).

Observa-se, imediatamente, que a introdução do coeficiente β é menos vantajosa na embebição composta do que na embebição simples. Enquanto as curvas teóricas que traduzem o efeito da embebição simples estão bem abaixo das curvas correspondentes da embebição composta, a distância relativa das curvas retificadas é muito menor e, se se tivesse de adotar um coeficiente β muito fraco, estas curvas acabariam por sobrepor-se de modo aproximado ou, mais exatamente, por cortar-se.

1.ª CONSEQÜÊNCIA. — A diferença entre as conveniências dos dois métodos de embebição é menor do que as fórmulas teóricas simplificadas poderiam fazer supor.

2.ª CONSEQÜÊNCIA. — A eficiência do método de embebição é mais importante na embebição composta do que na embebição simples.

OBSERVAÇÃO. — A 1.ª hipótese (dum bagaço sempre voltando a uma mesma fibra 0,5) e a 2.ª (dum coeficiente único e constante β) são muito imprecisas. São suficientes, porém, para demonstrar até que ponto uma eficiência medíocre altera os resultados da embebição composta. É principalmente este ponto que deve ser salientado.

BRIX E RIQUEZAS DOS CALDOS DAS DIVERSAS MOENDAS NA EMBEBIÇÃO COMPOSTA

Já se calculou a extração da embebição composta tomando por unidade a quantidade de açúcar restante após a pressão seca e calculando as quantidades sucessivas e_1, e_2, e_3, $\ldots e_n$ de açúcar extraídas pelas moendas de pressão úmida sucessivas.

Por este cálculo, as quantidades de açúcar extraídas pelas diversas moendas são supostas proporcionais às quantidades de caldo extraídas por estas (r). Com outras palavras, o caldo de embebição mistura-se intimamente com o caldo previamente contido no bagaço.

Conservam-se estas hipóteses e considera-se agora a riqueza destes diferentes caldos. Estabelece-se:

S_0 = riqueza do caldo restante após a pressão seca;

S_1 = „ „ „ fornecido pela 1.ª moenda de pressão úmida;

S_2 = riqueza do caldo fornecido pela 2.ª moenda de pressão úmida;
.....;
S_n = riqueza do caldo fornecido pela $n^{ésima}$ moenda de pressão úmida.

Do mesmo modo, consideram-se as riquezas relativas, relacionadas à riqueza S_0 do caldo restante após a pressão seca:

$$s_1 = \frac{S_1}{S_0} \quad s_2 = \frac{S_2}{S_0} \ldots\ldots\ldots\ldots s_n = \frac{S_n}{S_0}$$

Finalmente, sempre relacionados à unidade de peso de cana:

Q_0 = peso de açúcar restante no bagaço após a pressão seca;
Q_1 = „ „ „ extraído pela 1.ª moenda de pressão úmida;
Q_2 = „ „ „ „ „ 2.ª „ „ „ „ ;
.....;
Q_n = peso de açúcar extraído pela $n^{ésima}$ moenda de pressão úmida;
j = „ „ caldo existente no bagaço após cada extração;
w = „ „ „ ou de água de embebição utilizado em cada moenda.

Observa-se que:

$$j \approx f.$$

Com efeito:

$$\frac{w}{j+w} = r \quad \frac{j}{j+w} = 1 - r \quad \frac{w}{j} = \frac{r}{1-r} = \lambda = \frac{w}{f}.$$

Obtém-se:

$$Q_0 = jS_0 \quad \frac{Q_0}{Q_0} = 1$$

$$Q_1 = wS_1 \quad \frac{Q_1}{Q_0} = e_1 = \frac{wS_1}{jS_0} = \lambda s_1$$

$$Q_2 = wS_2 \quad \frac{Q_2}{Q_0} = e_2 = \frac{wS_2}{jS_0} = \lambda s_2$$

....

$$Q_n = wS_n \quad \frac{Q_n}{Q_0} = e_n = \frac{wS_n}{jS_0} = \lambda s_n.$$

Estabelece-se (cf. p. 326):

$$\frac{S_{p+1}}{S_p} = \frac{s_{p+1}}{s_p} = \frac{e_{p+1}}{e_p} = \frac{(1-e_1)(\lambda + \lambda^2 + \lambda^3 + \ldots + \lambda^{n-p})}{(1-e_1)(\lambda + \lambda^2 + \lambda^3 + \ldots + \lambda^{n-p+1}}$$

ou:

$$\frac{S_{p+1}}{S_p} = \frac{\lambda \cdot \dfrac{\lambda^{n-p} - 1}{\lambda - 1}}{\lambda \cdot \dfrac{\lambda^{n-p+1} - 1}{\lambda - 1}} = \frac{\lambda^{n-p} - 1}{\lambda^{n-p+1} - 1} \qquad (20.17)$$

Assim, obteve-se uma fórmula de recorrência. Esta fórmula é apenas válida para $1 \leqslant p \leqslant n$, porque:

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{e_2}{e_1} \quad \text{porém:} \quad \frac{S_1}{S_0} = \frac{e_1}{?}.$$

Entretanto, verifica-se que continua válida para $\dfrac{S_1}{S_0}$; isto é, para $p = 0$.

Com efeito, supondo que a mistura dos caldos seja completa após a embebição e que o caldo extraído pela moenda e aquele restante no bagaço possuam, conseqüentemente, a mesma riqueza:

$$S_1(w + j) = S_0 j + S_2 w$$

$$S_1 = rS_2 + (1 - r)S_0$$

$$\frac{S_1}{S_0} = r\frac{S_2}{S_0} + (1 - r) = r \cdot \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{S_1}{S_0} + (1 - r)$$

$$\frac{S_1}{S_0} = r \cdot \frac{\left(\dfrac{r}{1-r}\right)^{n-1} - 1}{\left(\dfrac{r}{1-r}\right)^{n} - 1} \cdot \frac{S_1}{S_0} + (1 - r)$$

donde:

$$\frac{S_1}{S_0} = \frac{1 - r}{1 - r \cdot \dfrac{\left(\dfrac{r}{1-r}\right)^{n-1} - 1}{\left(\dfrac{r}{1-r}\right)^{n} - 1}} = \frac{\left(\dfrac{r}{1-r}\right)^{n} - 1}{\left(\dfrac{r}{1-r}\right)^{n}\left(\dfrac{1}{1-r} - 1\right) - 1}$$

ou:

$$\frac{S_1}{S_0} = \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1} \quad \text{C.q.d.}$$

Portanto, obtém-se:

$$s_1 = \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1}$$

$$s_2 = s_1 \cdot \frac{s_2}{s_1} = \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1} \cdot \frac{\lambda^{n-1} - 1}{\lambda^n - 1} = \frac{\lambda^{n-1} - 1}{\lambda^{n+1} - 1}$$

$$s_3 = s_2 \cdot \frac{s_3}{s_2} = \frac{\lambda^{n-1} - 1}{\lambda^{n+1} - 1} \cdot \frac{\lambda^{n-2} - 1}{\lambda^{n-1} - 1} = \frac{\lambda^{n-2} - 1}{\lambda^{n+1} - 1}$$

.....

$$s_p = s_{p-1} \cdot \frac{S_p}{S_{p-1}} = \frac{\lambda^{n-p+2} - 1}{\lambda^{n+1} - 1} \cdot \frac{\lambda^{n-p+1} - 1}{\lambda^{n-p+2} - 1} = \frac{\lambda^{n-p+1} - 1}{\lambda^{n+1} - 1}$$

Portanto, é possível calcular a riqueza teórica de qualquer caldo de embebição conhecendo simplesmente S_0 e λ. Obtém-se:

$$\boxed{S_p = S_0 \cdot \frac{\lambda^{n-p+1} - 1}{\lambda^{n+1} - 1}} \qquad (20.18)$$

n = número de moendas de pressão úmida;

p = posição da moenda de pressão úmida considerada, em relação às moendas de pressão úmida;

S_p = riqueza do caldo desta $p^{\text{ésima}}$ moenda de pressão úmida;

S_0 = riqueza do caldo de pressão seca = riqueza do caldo normal;

$\lambda = \frac{w}{f}$ = peso de água de embebição por unidade de peso de fibra.

OBSERVAÇÃO. — Foi visto antes (pp. 331 e 332):

$$e_1 = \lambda s_1 \qquad s_1 = \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1}$$

Deduz-se:

$$e_1 = \lambda \cdot \frac{\lambda^n - 1}{\lambda^{n+1} - 1}$$

o que fornece uma segunda demonstração desta fórmula, teórica e simplificada, porém útil e interessante.

Brix. — O que foi demonstrado para as riquezas poderia ter sido demonstrado com a mesma facilidade para os Brix, admitindo a hipótese de que as purezas dos vários caldos das moendas sucessivas são as mesmas. Na realidade, estão em ordem decrescente, porém isto apenas compensa as estimativas decorrentes destas hipóteses e pode-se estabelecer, da mesma maneira:

$$B_p = B_0 \cdot \frac{\lambda^{n-p+1} - 1}{\lambda^{n+1} - 1} \qquad (20.19)$$

B_p = Brix do caldo da $p^{ésima}$ moenda de pressão úmida;

B_0 = Brix do caldo de pressão seca = Brix do caldo normal;

n = número de moendas de pressão úmida;

p = posição da moenda de pressão úmida considerada, em relação às moendas de pressão úmida;

λ = peso de água de embebição por unidade de peso de fibra = $\frac{w}{f}$

Conclusões práticas. — Os resultados do estudo teórico precedente e da experiência levam às seguintes conclusões práticas:

a) Com uma mesma quantidade de água utilizada, a embebição composta é superior à embebição simples.

b) Porém, leva a um retorno de líquido sobre o bagaço muito menos importante: 2 vezes mais na embebição composta dupla, 3 vezes mais na tripla, para a mesma quantidade de água. Por isso, não sendo a capacidade de evaporação o fator limitante, mas sim o engasgo das moendas, a embebição composta obriga a paradas mais freqüentes do que a embebição simples. Assim, possuindo um tandem normal ou comprido, ou seja, a partir de 15 rolos, e desejando efetuar uma embebição normal ou alta ($\lambda \geqslant 2$), é preciso empregar a embebição composta mista, caracterizada pela repartição da água entre as duas últimas moendas. Com 15 rolos, por exemplo, procede-se da seguinte maneira:

embebição com água antes da 5.ª = última moenda,
" " " " " 4.ª moenda,
retorno do caldo da 5.ª moenda para antes da 3.ª,
" " " " 4.ª " " " " 2.ª,
envio à fabricação dos caldos da 1.ª moenda (caldo primário),
" " " " " das 2.ª e 3.ª moendas (caldo secundário).

Para embebições médias, às vezes, é suficiente dividir a água entre a 4.ª e a 5.ª moendas, as mais suscetíveis aos engasgos, reconduzir o conjunto de seus caldos para antes da 3.ª, o caldo da 3.ª para antes da 2.ª e mandar os caldos da 1.ª moenda (primário) e da 2.ª (secundário) para a fabricação.

Se, por outro lado, é preciso equilibrar as quantidades de embebição entre as diferentes moendas, como no primeiro exemplo acima, observa-se que, neste caso, é preciso mandar para a fabricação, não mais os caldos das 2 primeiras, mas das 3 primeiras moendas.

CONTROLE DA EFICIÊNCIA PRÁTICA DA EMBEBIÇÃO

Todos os cálculos e as fórmulas dadas até agora são o resultado de considerações teóricas e hipóteses simplificadoras. São úteis para dar uma idéia geral dos fenômenos da embebição e para fornecer uma base de comparação aos resultados práticos constatados. Porém, permitem apenas um julgamento muito aproximado do valor destes resultados: o engenheiro encarregado das moendas tem que saber exatamente em que lugar e até que ponto o processo de embebição é deficiente.

Há várias maneiras de calcular a eficiência prática das diversas embebições efetuadas no tandem. B. L. Mittal (ISJ, agosto 1958, p. 231) propôs um método de cálculo interessante, porém sujeito a várias críticas. Retomamos estes cálculos, esforçando-nos para evitar os mesmos inconvenientes, e chegamos a fórmulas simples, porém de cálculo bastante longo. Não as indicamos aqui, porque neste tipo de fórmulas a menor inexatidão de um dado repercute de modo cada vez mais intenso sobre a eficiência das embebições sucessivas e as últimas correm o risco de ser completamente falsas e mesmo, às vezes, absurdas.

Foram aprimorados dois métodos diferentes, por nós. Um consiste na comparação do Brix do caldo extraído com o Brix que se teria obtido se o líquido de embebição fosse misturado inteiramente com o caldo contido no bagaço. O outro consiste em calcular em que proporção esta mistura se efetuou. Preferimos o primeiro método e o damos inteiramente. Para o segundo método será suficiente indicar certas fórmulas.

1.º método de cálculo. Indicações. — Designa-se por:

j_p = o peso de caldo extraído pela $p^{ésima}$ moenda, para 1 de cana;
B_p = o Brix deste caldo;
b_p = o peso de bagaço fornecido pela $p^{ésima}$ moenda, para 1 de cana;
m_p = a fibra deste bagaço, em relação à unidade;
g_p = o peso de caldo contido no bagaço fornecido pela $p^{ésima}$ moenda, para 1 de cana;
k_p = a eficiência da embebição efetuada após a $p^{ésima}$ moenda;
f = a fibra da cana em relação à unidade;
w = o peso da água de embebição, para 1 de cana;
Q = o peso de caldo misto, para 1 de cana.

Daremos o índice n na última moenda.

Aplicando às diversas moendas a equação de continuidade (igualdade dos pesos de entrada e de saída), encontram-se, facilmente, as seguintes fórmulas (fig. 20.9).

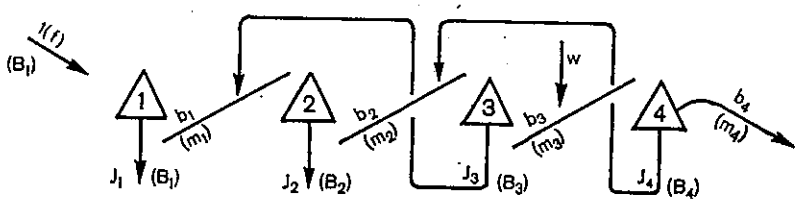


FIG. 20.9. — Cálculo da eficiência da embebição.

Peso de caldo absoluto contido na cana: $g = 1 - f$.

Peso de caldo absoluto contido no bagaço da 1.ª moenda: $g_1 = 1 - f - j_1 = b_1 - f$.

$$b_1 = \frac{f}{m_1} \qquad b_2 = \frac{f}{m_2} \quad \ldots \quad b_p = \frac{f}{m_p} \quad \ldots \quad b_n = \frac{f}{m_n}$$

$$j_1 = 1 - b_1 \qquad j_p + b_p = j_{p+1} + b_{p-1} \qquad j_n + b_n = w + b_{n-1}$$

$$j_p + b_n = w + b_{p-1} \qquad j_p = w + f\left(\frac{1}{m_{p-1}} - \frac{1}{m_n}\right)$$

$$j_1 + j_2 = Q \qquad 1 + j_p = j_1 + j_2 + b_{p-1} \qquad j_p = \frac{f}{m_{p-1}} + Q - 1$$

$$g_1 = f\left(\frac{1}{m_1} - 1\right) \qquad g_2 = f\left(\frac{1}{m_2} - 1\right) \quad \ldots \qquad g_p = f\left(\frac{1}{m_p} - 1\right) \quad \ldots$$

Se a embebição w é decomposta em duas frações, w_{n-1} antes da penúltima moenda e w_n antes da última, obtém-se:

$$j_n + b_n = w_n + b_{n-1}$$
$$j_{n-1} + b_n = (w_{n-1} + w_n) + b_{n-2} = w + b_{n-2}$$

e todas as outras equações continuam as mesmas, com: $w = w_{n-1} + w_n$.

Estas fórmulas são simples e não levam em consideração os retornos do bagacilho. Ora, neste cálculo não podem ser negligenciados, por causa de sua influência considerável sobre a 1.ª embebição. Entretanto, é fácil modificar estas fórmulas para levar em consideração o bagacilho, mas não é prático estabelecer fórmulas gerais, com letras, para serem aplicadas a cada caso particular; são demasiadamente compridas e há um grande número de diferentes fatores a serem considerados (embebição composta mista etc.).

Será suficiente dar um exemplo correspondente a um caso concreto, o qual mostrará como efetuar estes cálculos e com a ajuda do qual será fácil aplicar este cálculo a qualquer outro caso.

Supõe-se que seja necessário verificar a embebição num tandem com 4 moendas. Usam-se, por exemplo, os dados do controle químico da última semana e serão completados pelas medições complementares acrescentadas, indicadas abaixo *em itálico*.

Além dos caldos das moendas intermediárias, as medições complementares devem incluir a determinação do peso ε de bagacilho restituído à moenda; supõe-se aqui: entre a 1.ª e a 2.ª moendas. Esta determinação não é difícil, mas praticamente não é possível fazer o mesmo com os bagacilhos de cada moenda em separado: ε_1, ε_2, ε_3 e ε_4. Entretanto, apesar de não se poder esquecer o bagacilho, é suficiente calcular a distribuição do peso ε entre estas 4 frações, conforme seus valores respectivos aparentes.

Estabelece-se um esquema (fig. 20.10), no qual se assinalam todas as quantidades de fibra, de matérias secas e de caldos calculados, assim como os Brix.

1.º EXEMPLO. — Dados (cf. indicações, p. 334):

$f = 0{,}134$	$B_1 = 19{,}26$	$w = 0{,}267$
$m_2 = 0{,}400$	$B_2 = 11{,}69$	$Q = 0{,}993$
$m_3 = 0{,}430$	$B_3 = 8{,}20$	$B_m = 15{,}36$
$m_4 = 0{,}488$	$B_4 = 2{,}90$	
$m_e = 0{,}160$	$B_e = 10{,}50$	$\varepsilon = 0{,}100$

Como os bagacilhos de cada moenda em separado não são analisados, supõe-se que o Brix do caldo de cada uma é igual ao Brix do caldo fornecido pela moenda considerada e modificam-se todos estes Brix, para adaptá-los ao Brix médio B_C, medido do retorno do conjunto do bagacilho.

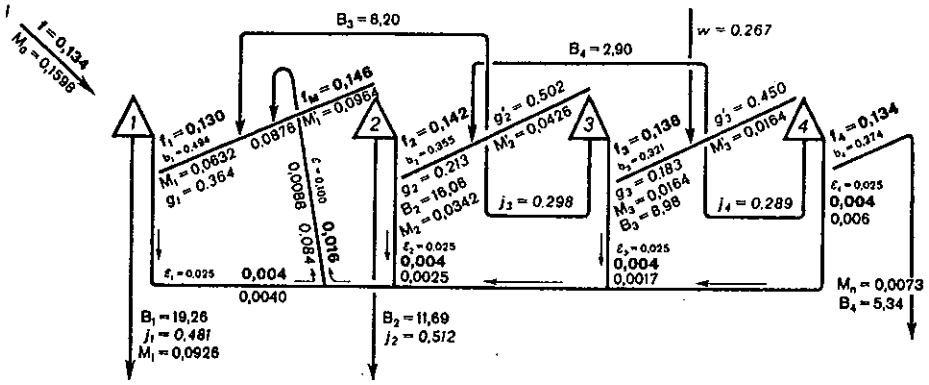


FIG. 20.10. — Eficiência da embebição, 1.º exemplo.

Cálculos preliminares. — Determina-se primeiro o balanço global das matérias dissolvidas, relacionadas a 1 de cana. O controle fornece a quantidade extraída pelo tandem:

$$(M_1 + M_2) = 0{,}1525 = 0{,}993 \times 0{,}1536 \ ;$$

assim como a quantidade perdida no bagaço: $M_n = 0{,}0073$. Donde a quantidade enviada à fabricação:

$$M_0 = (M_1 + M_2) + M_n = 0{,}1598.$$

Em seguida, determina-se j_1 e j_2, estabelecendo-se que a quantidade extraída de matérias dissolvidas provém da mistura destes dois caldos:

$$B_1 j_1 + B_2(Q - j_1) = Q \cdot B_m$$

ou:

$$19{,}26 j_1 + 11{,}69(0{,}993 - j_1) = 15{,}36 \times 0{,}993. \text{ Donde: } j_1 = 0{,}481.$$

E:

$$j_2 = Q - j_1 = 0{,}993 - 0{,}481 = 0{,}512.$$

Em seguida, calcula-se b_1 : $b_1 = 1 - j_1 - \varepsilon_1 = 1 - 0{,}481 - 0{,}025 = 0{,}494$.

Depois: b_2, b_3, b_4. Obtém-se:

$$b_1 + \varepsilon_1 + w = b_4 + j_2 \qquad b_4 = b_1 + \varepsilon_1 + w - j_2 = 0{,}274 = \frac{f}{m_n}.$$

Os pesos dos bagaços intermediários podem apenas ser obtidos pelas suas fibras. Sem bagacilho, ter-se-ia:

$$b_2 = \frac{f}{m_2} = \frac{0{,}134}{0{,}400} = 0{,}335 \qquad b_3 = \frac{f}{m_3} = \frac{0{,}134}{0{,}430} = 0{,}312.$$

Por causa do bagacilho, tem-se, na realidade:

$$b_2 = 0{,}335 \times \frac{0{,}142}{0{,}134} = 0{,}355 \qquad b_3 = 0{,}312 \times \frac{0{,}138}{0{,}134} = 0{,}321.$$

Os caldos de embebição são, então, dados por:

$$j_3 + b_4 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4 = w + b_2 \qquad j_3 = w + b_2 - b_4 - \varepsilon_3 - \varepsilon_4 = 0{,}298$$
$$j_4 + b_4 + \varepsilon_4 = w + b_3 \qquad j_4 = w + b_3 - b_4 - \varepsilon_4 = 0{,}289.$$

Cálculo de eficiência. — NA 1.ª MOENDA. — Recebe 0,1598 de matérias dissolvidas. A 1.ª moenda extrai: $M_1 = 0{,}481 \times 0{,}1926 = 0{,}0926$. O bagacilho arrasta:

$$(0{,}025 - 0{,}004)0{,}1926 = 0{,}0040.$$

Portanto, fica: $\mathcal{M}_1 = 0{,}1598 - 0{,}0926 - 0{,}0040 = 0{,}0632$.

Donde o Brix de g_1:

$$\mathcal{B}_1 = \frac{6{,}32}{0{,}494 - 0{,}130} = \frac{6{,}32}{0{,}364} = 17{,}36.$$

Após 1.ª embebição. — As matérias dissolvidas se tornam:

$$0{,}0632 + (0{,}298 \times 0{,}0820) = 0{,}0632 + 0{,}0244 = 0{,}0876.$$

Após o retorno do bagacilho. — As matérias dissolvidas se tornam:

$$\mathcal{M}_1' = 0{,}0876 + 0{,}0088 = 0{,}0964.$$

O Brix máximo possível B_2^M que forma o limite superior para a 2.ª moenda é aquele que resultaria duma mistura perfeita dos caldos:

$$B_2^M = \frac{0{,}0964 \times 100}{(0{,}494 - 0{,}130) + 0{,}298 + (0{,}100 - 0{,}016)} = \frac{9{,}64}{0{,}746} = 12{,}92.$$

Pelo contrário, o Brix mínimo corresponde ao caso em que a 2.ª moenda extrai a totalidade dos caldos de embebição com suas próprias matérias dissolvidas, sem diluição de g_1:

$$B_2^m = 100 \times \frac{(0{,}298 \times 0{,}0820) + (0{,}084 \times 0{,}1048) + (0{,}512 - 0{,}298 - 0{,}084)\,0{,}1736}{0{,}512}$$

$$= \frac{5{,}58}{0{,}512} = 10{,}90$$

NA 2.ª MOENDA. — Então, a eficiência da 1.ª embebição será:

$$k_1 = \frac{11{,}69 - 10{,}90}{12{,}92 - 10{,}90} = \frac{0{,}79}{2{,}02} = 0{,}39. \qquad (20.20)$$

A proporção de caldo da 3.ª moenda e de caldo do bagacilho extraída, supondo que seja a mesma, seria:

$$(0{,}298 \times 8{,}20x) + (10{,}48 \times 0{,}084x) + (0{,}512 - 0{,}298x - 0{,}084x)17{,}36 = 0{,}512 \times 11{,}69$$

Donde: $x = 0{,}8777$

Portanto, a 2.ª moenda extraiu:

$0{,}8777 \times 0{,}298 = 0{,}262$ de j_3	.	Resta: 0,036
$0{,}8777 \times 0{,}084 = 0{,}074$ » ε	.	» : 0,010
0,176 » g_1	.	» : 0,188
0,512		0,234
		0,021
		$g_2 = 0{,}213$

e, no bagacilho:

Donde:

Brix de g_2:

$$\mathcal{B}_2 = \frac{(0{,}036 \times 8{,}20) + (0{,}010 \times 10{,}48) + (0{,}188 \times 17{,}36) - (0{,}021 \times 11{,}69)}{0{,}213}$$

$$= \frac{3{,}42}{0{,}213} = 16{,}06.$$

Após 2.ª embebição. — Matérias dissolvidas totais:

$$\mathcal{M}_2' = 0{,}0342 + (0{,}289 \times 0{,}0290) = 0{,}0342 + 0{,}0084 = 0{,}0426.$$

Brix máximo possível na 3.ª moenda:

$$B_3^M = \frac{4{,}26}{0{,}213 + 0{,}289} = \frac{4{,}26}{0{,}502} = 8{,}49$$

Brix mínimo:

$$B_3^m = \frac{(0{,}289 \times 2{,}90) + (0{,}298 - 0{,}289)16{,}06}{0{,}298} = \frac{0{,}84 + 0{,}1445}{0{,}298} = \frac{0{,}9845}{0{,}298} = 3{,}30.$$

NA 3.ª MOENDA. — Donde a eficiência da 2.ª embebição:

$$k_2 = \frac{8{,}20 - 3{,}30}{8{,}49 - 3{,}30} = \frac{4{,}90}{5{,}19} = 0{,}94.$$

Proporções de caldos extraídas pela 3.ª moenda:

$2{,}90\,x + (0{,}298 - x)\,16{,}06 = 0{,}298 \times 8{,}20$. Donde: $x = 0{,}178$

Portanto, a 3.ª moenda extraiu:

0,178	de j_4	Resta:	0,111
0,120	„ g_2	„	0,093
0,298			0,204

e, no bagacilho: 0,021

$g_3 = 0{,}183$

Brix de g_3:

$$\mathcal{B}_3 = \frac{(0{,}111 \times 2{,}90) + (0{,}093 \times 16{,}06) - (0{,}021 \times 8{,}20)}{0{,}183} = \frac{1{,}64}{0{,}183} = 8{,}98.$$

Após 3.ª embebição. — Matérias dissolvidas totais:

$$\mathcal{M}'_3 = 0{,}0164 + 0 = 0{,}0164.$$

Brix máximo possível na 4.ª moenda:

$$B_4^M = \frac{1{,}64}{0{,}183 + 0{,}267} = \frac{1{,}64}{0{,}450} = 3{,}64.$$

Brix mínimo:

$$B_4^m = \frac{(0{,}267 \times 0) + (0{,}022 \times 8{,}98)}{0{,}289} = \frac{0{,}1976}{0{,}289} = 0{,}68.$$

NA 4.ª MOENDA. — Donde a eficiência da 3.ª embebição:

$$k_3 = \frac{2{,}90 - 0{,}68}{3{,}64 - 0{,}68} = \frac{2{,}22}{2{,}96} = 0{,}75.$$

Proporções de caldos extraídas na 4.ª moenda:

$(0 \times x) + (0{,}289 - x)\,8{,}98 = 0{,}289 \times 2{,}90$. Donde: $x = 0{,}196$.

A 4.ª moenda extraiu, portanto:

0,196	de w	Resta:	0,071
0,093	„ g_3	„	0,090
0,289			0,161

e, no bagacilho: 0,021

$g_4 = 0{,}140$

Brix de g_4: $\mathcal{B}_4 = \dfrac{(0{,}071 \times 0) + (0{,}090 \times 8{,}98) - (0{,}021 \times 2{,}90)}{0{,}140} = 5{,}34$

o qual será comparado, para a verificação da precisão do cálculo, com o valor fornecido pelo controle químico.

2.º EXEMPLO. — Conservando as mesmas indicações, será dado o segundo exemplo, seguindo praticamente o mesmo cálculo que o primeiro e podendo servir de exercício a quem esteja interessado em familiarizar-se com este método de cálculo. Seja um tandem com 5 moendas e as seguintes médias semanais:

	Brix do caldo	*Fibra do bagaço*
1.ª moenda	$B_1 = 20{,}04$	$m_1 = 0{,}3355$
2.ª »	$B_2 = 12{,}50$	$m_2 = 0{,}4148$
3.ª »	$B_3 = 7{,}80$	$m_3 = 0{,}4499$
4.ª »	$B_4 = 4{,}40$	$m_4 = 0{,}4708$
5.ª »	$B_5 = 2{,}40$	$m_5 = 0{,}49$

Peso de caldo primário para 1 de cana	$j_1 = 0{,}504$	$Q = 0{,}981$	
» » » secundário para 1 de cana	$j_2 = 0{,}477$		
Embebição na última moenda para 1 de cana	$w_n = 0{,}174$	$w = 0{,}262$	
Embebição na penúltima moenda para 1 de cana	$w_{n-1} = 0{,}088$		
Peso do bagacilho proveniente do condutor de bagacilho	$\varepsilon = 0{,}245$		
Brix do caldo que retornou pelo condutor de bagacilho	$B_\varepsilon = 14{,}66$		
Fibra da cana	$f = 0{,}137$		

Cálculo. — Se os caldos primário e secundário não fossem pesados separadamente, seriam calculados como no primeiro exemplo (fig. 20.11):

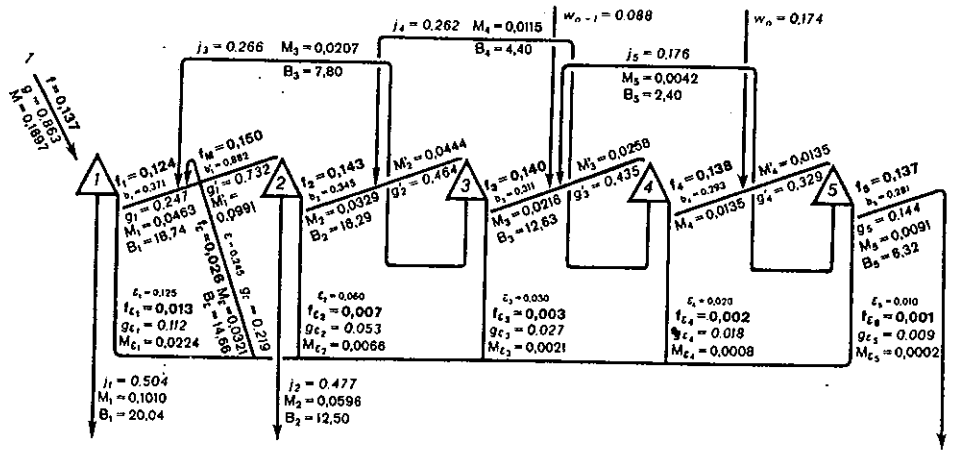


FIG. 20.11. — Eficiência da embebição, 2.º exemplo.

a) PESO DE BAGAÇO FINAL. — $b_5 = 1 + w - Q = 1 + 0{,}262 - 0{,}981 =$

$= 0{,}281$. Verifica-se pela fibra: $b_5 = \dfrac{0{,}137}{0{,}49} = 0{,}280$; está correto.

b) BAGACILHOS. — Apenas o peso total ε foi determinado. É suficiente calcular ε_3, ε_4 e ε_5 em relação a ε. Toma-se $\varepsilon_3 = 0{,}30$, $\varepsilon_4 = 0{,}020$, $\varepsilon_5 = 0{,}010$. As fibras destas três matérias são respectiva e aproximadamente: 0,12, 0,12 e 0,13. Donde os pesos de fibra contidos. Da mesma maneira para as matérias em solução, supondo que o caldo de cada bagacilho (caldo = peso total — fibra) possui o mesmo Brix que o da moenda de onde provém.

Por outro lado, calculam-se ε_1 e ε_2. Estabelece-se a igualdade dos pesos de fibra na entrada e na saída da 1.ª moenda:

$$f = (1 - j_1 - \varepsilon_1)m_1 + 0{,}10\varepsilon_1$$

Com efeito, pode-se considerar uma fibra com 0,10 para o bagacilho da moenda que chega à frente do plano inclinado do condutor de bagacilho: supõe-se que seja este o caso da 1.ª moenda (aliás, isto deve ser evitado: é mais conveniente fazê-la chegar atrás). Donde:

$$\varepsilon_1 = \frac{(1 - j_1)m_1 - f}{m_1 - 0{,}10} = \frac{0{,}496 \times 0{,}3355 - 0{,}137}{0{,}3355 - 0{,}1000} = 0{,}125$$

Donde: $f_{\varepsilon 1}$, $g_{\varepsilon 1}$ e $M_{\varepsilon 1}$.

Estando todos os outros valores ε determinados, é possível calcular ε_2 com a ajuda dos Brix, se bem que este cálculo seja bastante inexato e aleatório, por causa da estimativa destes três últimos ε.

$$g_{\varepsilon 1} \cdot B_1 + g_{\varepsilon 2} \cdot B_2 + g_{\varepsilon 3} \cdot B_3 + g_{\varepsilon 4} \cdot B_4 + g_{\varepsilon 5} \cdot B_5 = g_\varepsilon \cdot B_\varepsilon = (g_{\varepsilon 1} + g_{\varepsilon 2} + g_{\varepsilon 3} + g_{\varepsilon 4} + g_{\varepsilon 5})B_\varepsilon$$

donde:

$$g_{\varepsilon 2} = \frac{(g_{\varepsilon 1} + g_{\varepsilon 3} + g_{\varepsilon 4} + g_{\varepsilon 5})B_\varepsilon - (g_{\varepsilon 1} \cdot B_1 + g_{\varepsilon 3} \cdot B_3 + g_{\varepsilon 4} \cdot B_4 + g_{\varepsilon 5} \cdot B_5)}{B_2 - B_\varepsilon} = \frac{2{,}55 - 2{,}43}{14{,}66 - 12{,}50} = 0{,}053$$

c) BAGAÇOS INTERMEDIÁRIOS. — Temos:

$$b_1 = 1 - j_1 - \varepsilon_1 = 0{,}496 - 0{,}125 = 0{,}371.$$

Temos todos os outros bagaços pelas fibras:

$$b_2 = \frac{0{,}143}{0{,}4148} = 0{,}345 \qquad b_3 = \frac{0{,}140}{0{,}4499} = 0{,}311 \qquad b_4 = \frac{0{,}138}{0{,}4708} = 0{,}293.$$

d) CALDOS.

$j_5 = b_4 + w_n - b_5 - \varepsilon_5 = 0{,}293 + 0{,}174 - 0{,}281 - 0{,}010 = 0{,}176$
$j_4 = b_3 + w_n + w_{n-1} - b_5 - (\varepsilon_4 + \varepsilon_5) = 0{,}311 + 0{,}262 - 0{,}281 - 0{,}030 = 0{,}262$
$j_3 = b_2 + w_n + w_{n-1} - b_5 - (\varepsilon_3 + \varepsilon_4 + \varepsilon_5) = 0{,}345 + 0{,}262 - 0{,}281 - 0{,}060 = 0{,}266.$

e) MATÉRIAS EM SOLUÇÃO. — O peso M das matérias em solução à entrada das moendas é igual ao peso que sai com os caldos primário e secundário e no bagaço:

$$M = 0{,}1010 + 0{,}0596 + 0{,}0091 = 0{,}1697.$$

Pouco a pouco, pode-se completar o esquema para os valores das matérias em solução. Então, está completo.

Cálculos de eficiência. — Uma simples divisão fornece os Brix dos bagaços:

$$\mathcal{B}_1 = \frac{0{,}0463}{0{,}247} = 18{,}74\,\% \qquad \mathcal{B}_2 = \frac{0{,}0329}{0{,}202} = 16{,}29\,\% \qquad \mathcal{B}_3 = \frac{0{,}0216}{0{,}171} = 12{,}63\,\%$$

$$\mathcal{B}_4 = \frac{0{,}0135}{0{,}155} = 8{,}71\,\%.$$

O Brix máximo B_2^M que poderia ser obtido na 2.ª moenda corresponderia a uma mistura ideal completa:

$$B_2^M = \frac{0{,}0991 \times 100}{0{,}247 + 0{,}219 + 0{,}266} = \frac{9{,}91}{0{,}732} = 13{,}54$$

Pelo contrário, o Brix mínimo é aquele que seria obtido se a moenda extraísse somente as águas ou caldos de embebição aspergidos sobre o bagaço, antes de qualquer parte do caldo de origem:

$$B_2^m = \frac{(0{,}266 \times 7{,}80) + (0{,}477 - 0{,}266)14{,}66}{0{,}477} = 10{,}82.$$

Donde a eficiência da 1.ª embebição:

$$k_1 = \frac{12{,}50 - 10{,}82}{13{,}54 - 10{,}82} = 0{,}62.$$

Um cálculo idêntico fornece, para as embebições seguintes:

$$\left.\begin{aligned} B_3^M &= \frac{0{,}0444}{0{,}464} = 9{,}57\,\% \\ B_3^m &= \frac{0{,}0115 + (0{,}004 \times 0{,}1629)}{0{,}266} = 4{,}59\,\% \end{aligned}\right\} \quad k_2 = \frac{7{,}80 - 4{,}59}{9{,}57 - 4{,}59} = 0{,}64$$

$$\left.\begin{aligned} B_4^M &= \frac{0{,}0258}{0{,}435} = 5{,}93\,\% \\ B_4^m &= \frac{0{,}174 \times 0{,}0240}{0{,}262} = 1{,}59\,\% \end{aligned}\right\} \quad k_3 = \frac{4{,}40 - 1{,}59}{5{,}93 - 1{,}59} = 0{,}65$$

$$\left.\begin{array}{l} B_5^M = \dfrac{0{,}0135}{0{,}329} = 4{,}10\,\% \\ \\ B_5^m = \dfrac{0{,}002 \times 0{,}0871}{0{,}176} = 0{,}10\,\% \end{array}\right\} \quad k_4 = \frac{2{,}40 - 0{,}10}{4{,}10 - 0{,}10} = 0{,}58.$$

2.º Método de cálculo. — Este segundo método de cálculo está baseado nas mesmas considerações, isto é, a perda de eficiência da embebição provém do seguinte fato: o líquido de embebição só se mistura de modo incompleto com o caldo contido no bagaço. Porém, em vez de medir esta eficiência por meio dos Brix, este método calcula diretamente a proporçao κ (pronunciar "kappa") na qual a mistura se produziu. Esta proporção κ é, evidentemente, diferente da eficiência k de nosso 1.º método de cálculo, se bem que exista uma correlação entre estes dois valores.

No bagaço da 1.ª moenda, havendo apenas a proporção κ_1 do caldo que tenha sido diluído pelo caldo da 3.ª moenda, este bagaço, ao chegar à 2.ª moenda, contém dois tipos de caldo:

a) O caldo não diluído = $g_1\ (1 - \kappa_1)$, com Brix B.

b) O caldo que efetua a diluição, misturado ao caldo diluído = $g_1\kappa_1 + j_3$, cujo peso de matérias dissolvidas será:

$$g_1\kappa_1 B_1 + j_3 B_3.$$

Portanto, seu Brix será de:

$$B_2 = \frac{g_1\kappa_1 B_1 + j_3 B_3}{g_1\kappa_1 + j_3}.$$

A 2.ª moenda extrairá j_2 de caldo, tomado normalmente, em sua totalidade, desta última parte e, portanto, com Brix B_2.

Obtém-se:

$$\kappa_1 = \frac{j_3}{g_1} \cdot \frac{B_2 - B_3}{B_1 - B_2} \tag{20.21}$$

Para não prolongar esta exposição, não será dado o detalhe dos cálculos, mas apenas as fórmulas dos coeficientes sucessivos de mistura, na hipótese de se negligenciar o bagacilho (o cálculo é também efetuado levando-o em conta, porém as fórmulas são bem mais complicadas) e de se empregar a embebição composta reconduzindo a totalidade w de água de embebição para antes da última moenda:

$$\kappa_2 = \frac{j_4}{g_2 + \dfrac{1 - \kappa_1}{\kappa_1} \cdot j_3} \cdot \frac{B_2 - B_4}{B_2 - B_3}. \tag{20.22}$$

$$\kappa_3 = \frac{j_5}{g_3 + \dfrac{1 - \kappa_2}{\kappa_2} \cdot j_4} \cdot \frac{B_4 - B_5}{B_3 - B_4} \qquad (20.23)$$

....

$$\kappa_{n-1} = \frac{w}{g_{n-1} + \dfrac{1 - \kappa_{n-2}}{\kappa_{n-2}} \cdot j_n} \cdot \frac{B_n}{B_{n-1} - B_n} \qquad (20.24)$$

No caso da embebição composta mista, análoga à de nosso segundo exemplo acima, é suficiente substituir, no numerador de κ_{n-2}, a expressão j_n por $j_n + w_{n-1}$ e, no numerador de κ_{n-1}, a expressão w por w_n.

OBSERVAÇÃO 1. — É evidente que a diluição não se produz de modo tão simplista, em duas frações, das quais uma é perfeitamente intata e a outra diluída por completo. Porém, é válido medir a eficiência da diluição como se o fenômeno se produzisse assim.

OBSERVAÇÃO 2. — A quantidade de bagacilho que retorna é, algumas vezes, surpreendente. Em nosso segundo exemplo, página 340, foi calculada em 0,245. Na Flórida, Rodriguez (S. y A., junho 1969, p. 20) calcula-a em 20% do peso de cana, com uma proporção de fibra representando 15% da fibra total que passa nas moendas e uma umidade de 80 a 85%. Na Louisiana, em St. Mary (TSJ, março 1971, p. 23), alcança, às vezes, 17%, em um tandem de 18 rolos.

EMBEBIÇÃO ÓTIMA

No início, a extração aumenta de modo rápido e depois, lentamente, com a embebição. O consumo de vapor aumenta com a embebição. Se a usina consome combustível comprado, ou se vende seu bagaço, existe, evidentemente, uma quantidade de água correspondente a um máximo de lucros.

Esta quantidade depende da relação:

$$\frac{\text{preço do açúcar}}{\text{preço do combustível}}$$

e deve ser calculada para cada caso.

O traçado das curvas das figuras 20.6 e 20.8 demonstra que se chega com mais freqüência à embebição ótima para valores de λ de cerca de 2. Com efeito, a extração aumenta muito depressa quando λ varia de 0 a 1 e também, ainda, de 1 a 2, porém é mais vagarosa acima de 2. É rara a conveniência em ultrapassar $\lambda = 3$ e, normalmente, não há nenhum interesse em ultrapassar $\lambda = 4$.

Aliás, é interessante observar que, durante os ensaios efetuados na Usina Experimental de Audubon Park, na Louisiana (ISJ, 1943, p. 54), constatou-se que a extração aumentava rapidamente com a embebição até cerca de 30% ($\lambda = 2$ a 2,5), e alcançava um máximo para uma embebição de 60% ($\lambda = 4$ a 5).

Na Austrália (FAS, abril 1956, p. 58) verificou-se, num estudo de maceração em 3 usinas, que o valor ótimo ficava em $\lambda = 2{,}4$. Entretanto, um autor (S.R.I.M., Techn. Rep. 26, p. 6) relata aumento até $\lambda = 3{,}2$. Isto demonstra que, além do ótimo econômico, existe também um ótimo técnico e que não é possível esperar uma curva de rendimento da embebição sempre crescente. Neste caso, é possível encontrar uma tentativa de explicação no fato da capacidade de absorção de água do bagaço ser limitada a cerca de 7 vezes seu peso de fibra (cf. p. 350): não adianta ultrapassar este limite.

Na Austrália (Russel, p. 195), experiências teóricas (simuladas) teriam demonstrado que havia um máximo para $\lambda = 3$, em um tandem com 5 moendas, $\lambda = 2{,}5$, em um tandem com 6 ou 7 moendas, e que o efeito de λ diminui com o aumento do número de moendas.

Entretanto, também na Austrália, experiências mais recentes de Crawford (XI C. ISSCT, p. 1039) procuram demonstrar que, se a alimentação da moenda não se encontra alterada, não há limite para o aumento de extração devido ao aumento de embebição: este aumento é cada vez mais fraco, mas nunca sem valor. A diferença não é difícil de ser encontrada, mas seu interesse é puramente teórico.

PROPORÇÕES ÓTIMAS DE ÁGUA ENTRE AS DUAS RAMPAS NA EMBEBIÇÃO SIMPLES DUPLA

Quando se estudou a embebição simples múltipla, foi suposto *a priori* que a água de embebição era distribuída igualmente entre as diferentes moendas.

É possível perguntar-se se não é interessante adotar uma proporção diferente entre as diversas rampas e procurar as proporções ótimas correspondentes à melhor extração, para uma quantidade total de água de embebição dada, w.

Para simplificar, o caso será limitado à embebição simples dupla, supondo tratar-se das duas últimas moendas dum tandem qualquer. Os resultados encontrados são aplicáveis ao caso da embebição composta mista (cf. p. 333).

Seja (fig. 20.12):

w = peso total da água de embebição a ser acrescentada para 1 de cana;
xw = proporção a ser colocada antes da última moenda; portanto:
$(1 - x)w$ = proporção a ser colocada antes da penúltima moenda;
f = fibra da cana, para 1 de cana;
m_1 = fibra do bagaço fornecido pela antepenúltima moenda;
m_2 = fibra do bagaço fornecido pela penúltima moenda;
m_3 = fibra do bagaço fornecido pela última moenda.

A penúltima moenda fornece uma quantidade de caldo:

$$j_2 = \frac{f}{m_1} + (1 - x)w - \frac{f}{m_2}$$

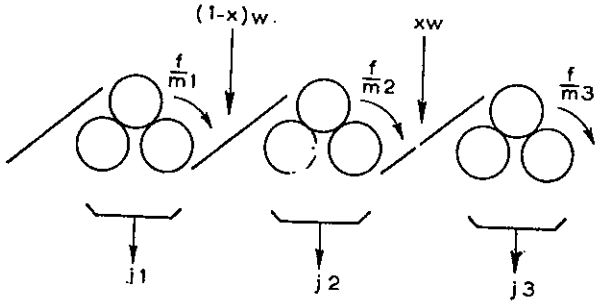


FIG. 20.12. — Proporção ótima de água entre duas rampas.

e a última:

$$j_3 = \frac{f}{m_2} + xw - \frac{f}{m_3}$$

Estabelece-se:

$$\frac{f}{m_1} - \frac{f}{m_2} = a \qquad \frac{f}{m_2} - \frac{f}{m_3} = a'$$

e designa-se por b a quantidade de caldo restante no bagaço da antepenúltima moenda, antes da embebição:

$$g_1 = \frac{f}{m_1} - f = b$$

A quantidade de caldo restante no bagaço da penúltima moenda é:

$$g_2 = \frac{f}{m_2} - f = \frac{f}{m_1} - f + \frac{f}{m_2} - \frac{f}{m_1} = b - a$$

Para 1 de açúcar restante após a antepenúltima moenda, a penúltima moenda extrai uma proporção de caldo (ou, aproximadamente, de açúcar):

$$r_2 = \frac{j_2}{g_1 + (1-x)w} = \frac{a + (1-x)w}{b + (1-x)w}$$

Em seu bagaço fica, então, uma quantidade de açúcar: $1 - r_2$ e a última moenda extrai uma proporção:

$$r_3 = \frac{j_3}{g_2 + xw} = \frac{a' + xw}{b - a + xw}$$

Portanto, obtém-se um total:

$$e = r_2 + (1 - r_2)r_3 = \frac{a + (1-x)w}{b + (1-x)w} + \left[1 - \frac{a + (1-x)w}{b + (1-x)w}\right] \cdot \frac{a' + xw}{b - a + xw}$$

É preciso procurar o máximo de e quando x varia de 0 a 1. Obtém-se:

$$e = \frac{a + (1 - x)w}{b + (1 - x)w} + \frac{a' + xw}{b - a + xw} - \left[\frac{a + (1 - x)w}{b + (1 - x)w}\right]\left[\frac{a' + xw}{b - a + xw}\right]$$

ou:

$$e = \frac{-w^2x^2 + (a + w)wx + (b - a)(a + a' + w)}{-w^2x^2 + (a + w)wx + (b - a)(b + w)}$$

Forma-se a derivada da função e. em relação a x. Tem o seguinte valor:

$$e' = \frac{w(a + w - 2wx)(b - a)(b - a - a')}{v^2}$$

designando o denominador de e por v.

É preciso $e' = 0$, o que ocorre somente para:

$$a + w - 2wx = 0 \qquad x = \frac{1}{2} + \frac{a}{2w}$$

ou:

$$\boxed{x = \frac{1}{2} + \frac{\frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2}}{2\lambda}} \tag{20.25}$$

Observação 1. — *Valores habituais.* Conforme o comprimento do tandem, $\frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2}$ varia de 0,3 a 0,1, com os valores mais baixos correspondendo aos tandens mais compridos. Para os valores correntes de λ (2 a 3), x varia, portanto, de 0,58 a 0,51. Portanto, é sempre necessário colocar mais da metade da água na última moenda, mas só um pouco mais que a metade e, se a última moenda se engasga com o excesso de embebição, não há inconveniente em voltar a uma distribuição mais igual, porque este máximo de extração nunca é muito acentuado.

Observação 2. — *Limite da embebição simples dupla.* Quando há a obrigação de baixar a embebição a um teor muito baixo, pode acontecer que:

$$\lambda = \frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2}$$

Deste modo, $x = 1$ e não é mais interessante fazer a embebição dupla: é necessário colocar toda a água sobre a última moenda. Porém, como este valor-limite é muito baixo, geralmente $<0{,}3$, este limite tem poucas possibilidades de influenciar a prática normal. É simplesmente necessário reter que, como o demonstra, aliás, a fórmula (20.25), a proporção x a ser colocada na última moenda deve aumentar, quando o teor λ de embebição diminui.

Observação 3. — *Influência do coeficiente β.* Supôs-se que a penúltima moenda extraía r_2 e a última r_3 do açúcar que cada uma recebia. Na realidade,

sabe-se que na 1.ª moenda se encontra apenas βr_2. Fica então $(1 - \beta r_2)$, do qual a última moenda extrai:

$$\beta r_3(1 - \beta r_2).$$

Portanto, deve-se procurar o máximo de $\beta r_2 + \beta r_3 (1 - \beta r_2)$, o qual é o mesmo que:

$$r_2 + r_3(1 - \beta r_2) = r_2 + r_3 - \beta \cdot r_2 r_3.$$

O coeficiente β influencia simetricamente r_2 e r_3 e, portanto, não deve modificar consideravelmente os resultados acima.

EM QUE PONTO EFETUAR A EMBEBIÇÃO

Certos técnicos acham importante efetuar a embebição o mais distante possível, antes da moenda. Em sua opinião, a embebição é assim mais completa, porque o bagaço tem mais tempo para absorver a água ou o caldo recebido.

Na realidade, a afinidade do bagaço com a água é muito grande e a diluição é rápida e quase instantânea. Numerosas experiências forneceram resultados pouco convincentes e, às vezes, contraditórios. Em Trindade (FAS, junho 1940, p. 32), registrou-se até um pequeno aumento a favor da embebição efetuada próximo à entrada do bagaço na moenda, em relação à embebição efetuada próximo à saída da precedente; entretanto, os condutores intermediários tinham 8 m de comprimento.

Por isso, o lugar em que se instala a rampa não parece ter uma influência muito grande.

Pelo contrário, parece ser mais vantajoso dirigir os jatos da rampa de embebição para sobre o plano tangente aos rolos superior e de saída. Como uma parte do bagaço adere ao rolo superior, isto permite atingir a camada em seu meio e impregnar ainda o bagaço durante sua queda do pente superior.

Em poucas palavras, é preciso distribuir a embebição da melhor maneira possível no bagaço, porém a melhor distribuição ainda é aquela conseguida na pega dos rolos de entrada: a partir da 1.ª pressão, o líquido em excesso é espremido e, formando um refluxo, sobe novamente na camada de bagaço e embebe as zonas ainda secas.

EMBEBIÇÃO FRIA OU QUENTE

É melhor embeber com água fria ou com água quente?

As experiências efetuadas também são pouco concordantes. Nas 4 usinas de nossa Sociedade, em uma se constatou uma diferença de extração bastante pronunciada a favor da água quente, nas outras 3 nada se constatou nesse sentido.

Parece que a temperatura não exerce nenhuma influência até, aproximadamente, 70°C. A partir deste ponto, a eficiência da embebição seria um pouco melhor com água quente, podendo alcançar 0,4% de extração nos casos mais favoráveis (ISJ, 1955, p. 381).

Os partidários da embebição quente atribuem esta ação da temperatura à destruição do tecido das células pelo calor. As matérias impermeáveis ou

acessíveis somente por osmose que guarnecem as paredes das células seriam dissolvidas e a água entraria diretamente em contato com o caldo, que ali se encontra.

Podem-se notar os seguintes pontos:

1.º Pequeno aumento de extração a favor da água quente, às vezes bastante difícil de ser constatado e, freqüentemente, insignificante.

2.º As moendas pegam com menos facilidade o bagaço embebido com água quente do que o embebido com água fria. Moendo grandes tonelagens, em relação à capacidade das moendas, e com alta embebição, a embebição com água quente limita mais rapidamente a moagem do que aquela com água fria. No Havaí, Haines e Hughes (XI C. ISSCT, p. 1024) constataram dificuldades de alimentação apenas acima de 82°C. Pelo contrário, de 56 a 80°C havia um pequeno aumento, permitindo elevar um pouco o teor de embebição com a temperatura da água. Esta temperatura de 80°C constituiria, então, um ótimo. Assinalamos que estes autores estão entre aqueles que indicam (p. 1018) uma diferença de extração muito significativa entre a embebição com água quente (77°C; extração da moenda com pressão úmida, $e = 68$) e aquela com água fria (26°C; $e = 62{,}2$).

3.º A embebição com água quente apresenta a grande vantagem de economizar a água fria e possibilitar uma excelente utilização das águas de condensação dos últimos corpos do múltiplo-efeito.

Ceras. — O córtex da cana é coberto com uma certa quantidade de ceras, sendo o máximo encontrado no "anel de cerosidade" acima do nó. Certas variedades (Co. 290, B.37161 etc.) são particularmente ricas em ceras. Como a maioria das ceras se fundem entre 60 e 80°C, o mais das vezes entre 65 e 75°C, acreditou-se, durante muito tempo, que a embebição com água quente produzia o grande inconveniente de aumentar a proporção de ceras, passando estas para o caldo misto. Ora, Pieter Honig (VIII C., p. 716) assinala que experiências efetuadas neste sentido, em Java, levaram à conclusão de que a embebição efetuada com água a 85 ou 95°C não produziu uma quantidade de ceras diferente daquela ocasionada pela embebição com água a 28°C. Esta proporção varia de 30 a 45% nos dois casos, mas não é sensivelmente afetada pela temperatura da água de embebição.

Por outro lado, estas experiências demonstraram que a eficiência da preparação da cana exerce uma função favorável e que o bagaço retém uma proporção maior de matérias desfavoráveis à filtrabilidade do caldo e do açúcar demerara final, à medida que a cana é mais bem preparada e desfibrada por meio de navalhas, shredders etc.

Assim, é possível concluir que, sob o ponto de vista da fabricação, não há nenhum inconveniente quanto à embebição com água quente.

A temperatura ótima de embebição com água quente é cerca de 80°C.

INFLUENCIA DA EMBEBIÇÃO SOBRE A UMIDADE DO BAGAÇO

Em todos os cálculos precedentes, supôs-se que o teor de embebição não exercia influência sobre a umidade do bagaço, o que não é exatamente verdadeiro.

A priori, pode parecer que a quantidade de água introduzida deve antes facilitar do que transtornar a extração do caldo pela moenda seguinte. Na realidade, a experiência demonstra que a umidade do bagaço final aumenta um pouco com o teor de embebição. Na Austrália (ISJ, outubro 1955, p. 381), constatou-se até um caso em que a umidade passava de 47,4 a 50%, quando λ aumentava de 2 a 2,85.

Se bem que uma diferença assim seja excepcional e corresponda provavelmente a uma pressão inadequada sobre a última moenda, é preciso lembrar que tudo se passa como se a moenda não fosse capaz de liberar integralmente o bagaço de todo o excedente de água acrescentado.

CAPACIDADE DE ABSORÇÃO DO BAGAÇO

O bagaço seco pode absorver 5 a 10 vezes seu peso de água. O bagaço das moendas contém cerca de 1 a 2 de água para 1 de fibra. Como, normalmente, não se acrescenta mais água do que isso, ele está longe de estar saturado. Isto provoca a dificuldade de distribuir de maneira uniforme a água no bagaço: a primeira camada, quando a recebe, tende a absorvê-la. Por isso, preferem-se as rampas com jatos às rampas com bicos pulverizadores.

Na realidade, a distribuição sempre mais ou menos defeituosa da água ou dos caldos diluídos no bagaço é, felizmente, corrigida até certo ponto pelo refluxo do líquido sob a pressão dos rolos (zona *A* da fig. 9.9). As zonas muito embebidas deixam, neste ponto, o excesso de líquido a favor das partes mais secas. Entretanto, este fenômeno favorável não deve ocasionar a negligência da boa distribuição da embebição, a qual continua importante.

MACERAÇÃO

Em certos países, principalmente na Austrália, a embebição era, às vezes, substituída pela maceração. Esta consiste em saturar o bagaço no líquido em que deve ser embebido: evidentemente, a distribuição se torna perfeita e a penetração mais completa.

Este método leva a um consumo de água muito grande e uma diluição elevada. Como o bagaço está saturado, a pega se torna difícil, e não se pode efetuar a maceração sem usar alimentadores mecânicos, empurradores ou rolos geminados de alimentação forçada, aperfeiçoados inicialmente com esta finalidade na Austrália. A maceração se efetua no fundo do condutor intermediário, transformado em cocho (fig. 20.13). Sua eficiência é, muitas vezes, aumentada, aquecendo a 95°C a água e os caldos diluídos, antes de enviá-los aos cochos.

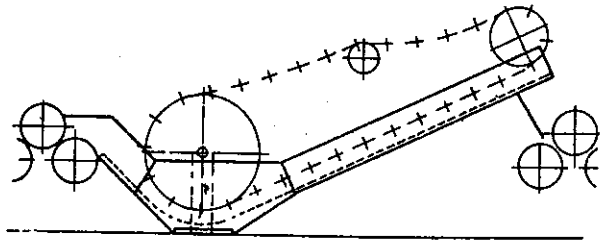


FIG. 20.13. — Maceração.

As complicações ocasionadas pela maceração não são compensadas pelo aumento de extração que ela proporciona. Em geral, é preferível empregar uma boa embebição comum, cujos resultados não são inferiores. Os condutores com cochos de maceração praticamente desapareceram, na Austrália.

EMBEBIÇÃO MÁXIMA

Em usinas modernas, é bem raro que a capacidade de evaporação limite o teor de embebição. É mais freqüente que o engasgo das moendas fixe o teor e, geralmente, este está bem abaixo do teor ótimo. Entretanto, é possível aumentar este limite:

1.º Utilizando uma água menos quente, ou passando à água fria.

2.º Diminuindo a pressão hidráulica.

3.º Aumentando a velocidade da moenda.

4.º Diminuindo a tonelagem.

Haines e Hughes (XI C. ISSCT, p. 1022) estudaram, no Havaí, a influência destes vários fatores e encontraram uma equação de regressão, para a última moenda de Puunene. Servindo-nos de dois de seus resultados e transformando os outros em função das constatações efetuadas também em nossas próprias usinas, indicamos:

$$\lambda_M = 560 - t - 5p + 20v - 30\tau \qquad (20.26)$$

λ_M = teor de embebição máximo possível, em kg % kg de fibra;

t = temperatura da água de embebição, em °C;

p = pressão hidráulica específica (P.H.E.) (cf. fórm. 10.14) da moenda, em t/dm²;

v = velocidade periférica da moenda, em metros/minuto;

τ = carga-fibra específica, em kg/m²/m (cf. p. 162, fórm. 10.27).

EXEMPLO. — Supõe-se uma última moenda de 813 × 1 675 mm, moendo 130 TCH com 12,5% de fibra, sob P.H.E. de 25 t/dm², girando a 12,5 m/min, recebendo água a 60°C. Deveria poder alcançar um teor de embebição:

$$\lambda_M = 560 - 60 - (5 \times 25) + (20 \times 12{,}5) - (30 \times 15{,}9) =$$
$$= 560 - 60 - 125 + 250 - 477 = 148.$$

Com efeito, sua carga-fibra específica é:

$$\tau = \frac{130 \times 0{,}125}{60 \times 12{,}5 \times 1{,}675 \times 0{,}813} = 15{,}9 \text{ kg/m}^2\text{/m}.$$

É evidente que se trata de embebição efetuada totalmente na última moenda. Nada impede de aumentar o teor λ encontrado ao acrescentar água à penúltima moenda, cuja quantidade máxima é dada pela mesma fórmula.

Russel (p. 199) acredita que a embebição máxima admissível para uma moenda qualquer é: $\lambda = 3{,}6$. Acima deste valor, é preciso fracioná-la. Por exemplo, desejando aplicar $\lambda = 4{,}8$, é preciso colocar 3,6 na última moenda e 1,2 na penúltima. Assim, só é possível mandar às outras moendas 2/3 do caldo de cada uma e 1/3 à moenda que precede aquela à qual chegam os 2/3 (fig. 7.19 *b* de Russel).

MÉTODOS DE APLICAÇÃO DA EMBEBIÇÃO

Não é possível acrescentar da mesma maneira a água, que está isenta de corpos estranhos, e o caldo, misturado com uma grande proporção de bagacilho.

A. **Água.** — A água é pulverizada sobre o bagaço com a ajuda de bicos pulverizadores (fig. 20.14) ou de tubos perfurados (fig. 20.15).

Preferimos o segundo sistema. Dependendo da espessura da camada de bagaço, a água deve ter uma pressão de 3 a 5 m sobre a rampa. O diâmetro dos furos do cano perfurado deve ser de cerca de 3 mm, ou, melhor, de $0{,}004D$, sendo D o diâmetro dos rolos da moenda, e estes furos devem ser distribuídos a cada 3 ou 4 cm sobre o tubo.

É possível fazer furos um pouco maiores nas extremidades do tubo, por exemplo, no primeiro e último quartos de seu comprimento. Com efeito, experiências demonstraram, em Cuba (ISJ, novembro 1955, p. 411), que a polarização do bagaço era mais elevada sobre as bordas do que no centro. É o que os cubanos denominaram "método de embebição Bétancourt".

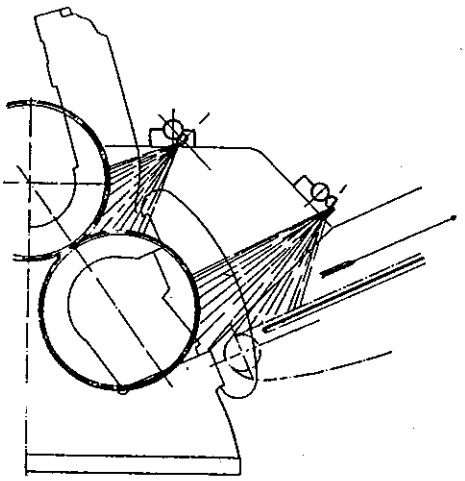


FIG. 20.14. — Embebição com bicos pulverizadores.

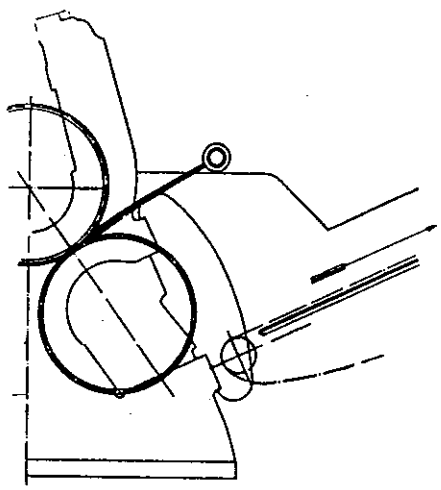


FIG. 20.15. — Embebição com tubos perfurados.

Um excelente sistema de embebição é o indicado adiante (fig. 20.16), que é aconselhável tanto para a água como para o caldo. É preferível que a chapa inclinada tenha um comprimento de 900 mm, mas para a água pode ser mais curta.

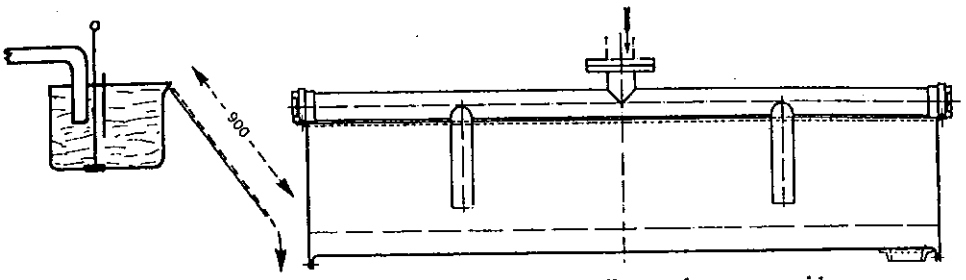


FIG. 20.16. — Embebição com caldo por calha e chapa comprida.

B. **Caldo.** — O caldo arrasta consigo, sob as moendas, grande quantidade de bagacilho,e, às vezes, pedaços bastante grandes. Portanto, é preciso rebombeá-lo, seja após a peneiração no separador de bagacilho ou por meio duma bomba a rotor aberto. Para que uma bomba assim funcione regularmente, sem interrupção, é indispensável que ela aspire num tanque sem tampa, ao qual o caldo chega, formando remoinhos (tanque cilíndrico, alimentado tangencialmente) de tal modo que, quando o nível baixa, a bomba aspira uma certa proporção de ar sem perder a sucção.

A distribuição sobre o bagaço é efetuada por um dos seguintes processos:

a) TUBO E VERTEDOR. (fig. 20.17). — O tubo de caldo incide sobre uma chapa que dispersa o jato e o distribui em forma de leque sobre uma outra chapa inclinada que se abre até a largura do condutor intermediário.

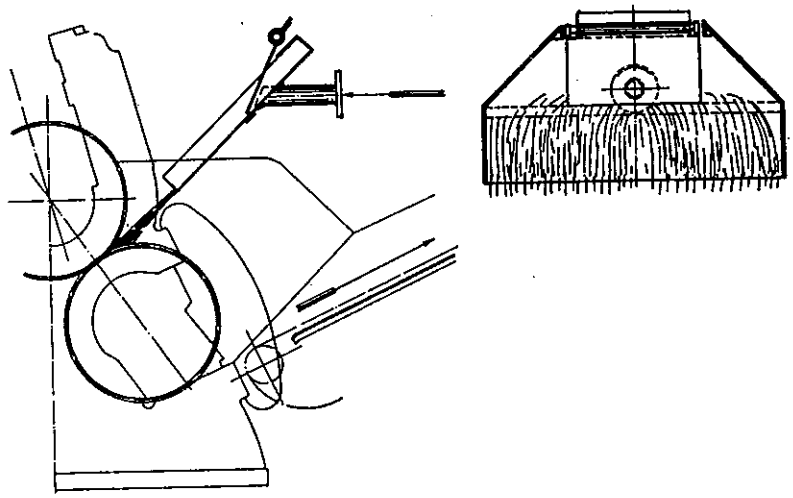


FIG. 20.17. — Embebição com caldo por tubo e vertedor.

Este sistema fornece uma distribuição irregular, dependendo da vazão do caldo. Se for suficiente para uma certa vazão, será concentrada demais, na parte central, para uma vàzão mais fraca e forte demais, nos lados, para uma vazão mais forte.

b) CALHA ABERTA EM UM LADO. — O caldo jorra, por um tubo perpendicular a um dos lados do condutor, em uma calha com fundo chato, com corte levemente oblíquo, aberta em um lado de modo quase horizontal, mas cuja extremidade oposta pode ser um pouco levantada, ou abaixada, para conseguir uma distribuição do caldo sobre toda a largura do condutor.

Este método possui a mesma desvantagem que o precedente: não consegue abastecer convenientemente a parte do condutor situada perto da entrada e a largura do transbordamento varia a cada momento.

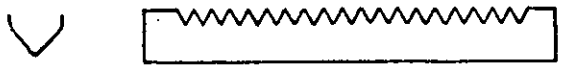


FIG. 20.18. — Cocho dentado.

c) COCHO DENTADO (fig. 20.18). — O tubo de caldo chega a um cocho horizontal, cujos dois lados são entalhados de dentes em forma de serra.

Neste método, pequenos pedaços de bagaço ficam entre os vãos e prejudicam a boa distribuição.

d) COCHO COM CHICANA E VERTEDOR (fig. 20.16). — O melhor método é o já indicado para a água. Se não houver espaço para dar à chapa um comprimento de 900 mm, é possível deixá-la com 400 mm e deixar cair o espelho de líquido sobre uma outra chapa, inclinada em sentido inverso, de 400 mm também: a distribuição se torna novamente boa; o caldo escorre de modo regular e contínuo.

21

EXTRAÇÃO

A extração dum tandem de moendas tem um significado bem determinado, o qual definiremos abaixo. No presente capítulo desejamos estudar, duma maneira geral, a *eficiência* do trabalho das moendas. Estes cálculos serão encontrados nos capítulos 22 e 40, quando do controle geral da usina.

MEDIÇÃO DA EFICIÊNCIA DO TRABALHO DAS MOENDAS

Qual o padrão a adotar para medir a eficiência dum tandem de moendas? Os mais empregados são os seguintes:

1.º **Açúcar % de bagaço.** É o primeiro valor que ocorre para ser citado. Depende, porém, da riqueza da cana e da umidade do bagaço, como também da eficiência do tandem.

2.º **Coeficiente sacarose/fibra.** No Havaí, levou-se em consideração a umidade do bagaço, adotando a expressão "Milling Loss", ou "perda nas moendas", ou "coeficiente sacarose/fibra":

$$\text{Coeficiente sacarose/fibra} = \frac{\text{açúcar \% de bagaço}}{\text{fibra \% de bagaço}} \times 100 \qquad (21.1)$$

Esta expressão corrige o efeito da umidade do bagaço: se, partindo duma mesma cana, se comparam dois bagaços com o mesmo açúcar %, σ, e umidades diferentes, este coeficiente é bem proporcional à perda nas moendas, β, provocada por cada uma, porque o peso b de bagaço % de cana é inversamente proporcional à fibra f' % de bagaço:

$$\beta_1 = \sigma \cdot b_1 = \sigma \cdot \frac{f}{f'_1} \qquad \beta_2 = \sigma \cdot b_2 = \sigma \cdot \frac{f}{f'_2}.$$

Porém, esta expressão não corrige o efeito da riqueza da cana.

3.º **Extração.** É mais importante conhecer a *proporção* de açúcar extraída pela moenda. É a expressão medindo a importância da operação sob o ponto de vista comercial, porém não técnico:

$$\text{Extração} = \frac{\text{açúcar no caldo misto \% de cana}}{\text{açúcar \% de cana}} \times 100 \qquad (21.2)$$

Sendo o açúcar extraído suposto como proporcional ao açúcar % de cana, em igualdade de circunstâncias, esta expressão apresenta a vantagem de eliminar o fator riqueza, pelo menos na teoria; possui, porém, o inconveniente de depender da fibra f da cana: quanto maior for a fibra f, mais há açúcar perdido no bagaço, β, porque:

Açúcar perdido no bagaço % de cana = açúcar % de bagaço × bagaço % de cana:

$$\beta = \sigma \times b = \sigma \times \frac{f}{f'}.$$

Deste modo, as moendas que esmagam cana com fibra alta são prejudicadas. Portanto, a extração não permite a comparação do trabalho de duas moendas diferentes, nem mesmo da mesma moenda esmagando canas diferentes.

4.º **Extração reduzida.** Noël Deerr procurou eliminar este fator predominante de perturbação, f, propondo como padrão de comparação a "extração reduzida".

É a extração do tandem, igualada de um modo fictício ao valor da extração que se obteria se a fibra da cana fosse igual a uma fibra padrão, convencionalmente estabelecida a 0,125.

A extração reduzida é designada por $e_{12,5}$ Noël Deerr calcula-a da seguinte maneira. Seja:

e = a extração das moendas, obtida com cana de fibra f;

E = a extração que seria obtida com cana de fibra padrão F.

Para que estas duas extrações correspondam, N. Deerr estabelece que elas devem fornecer o mesmo teor de caldo perdido % de fibra (cf. p. 357):

$$\frac{(1-e)(1-f)}{f} = \frac{(1-E)(1-F)}{F} \qquad (21.3)$$

donde:

$$E = 1 - (1-e)\frac{1-f}{f} \cdot \frac{F}{1-F}$$

e, para $F = 0{,}125$:

$$e_{12,5} = 1 - (1-e)\frac{1-f}{7f} \qquad (21.4)$$

EXEMPLO. — Obteve-se uma extração de 92 com uma fibra de 16. Qual é a extração reduzida?

Tem-se:

$$e_{12,5} = 1 - 0{,}08 \times \frac{0{,}84}{7 \times 0{,}16} = 94.$$

Mittal (IX C. ISSCT, p. 1047) observou que cada termo da equação (21.3), na realidade, não representa o caldo perdido % de fibra, porque $(1 - e)$ é a perda de sacarose e ela não está uniformemente distribuída no caldo, como o prova a queda de pureza nas moendas sucessivas e, sobretudo, por causa da água fisiológica (cf. p. 159).

Em igualdade de circunstâncias, a perda nas moendas sendo proporcional à fibra f da cana, é mais lógico relacionar a perda à fibra, para eliminar a influência da fibra:

$$\frac{1 - e}{f} = \frac{1 - E}{F} \tag{21.5}$$

donde:

$$E = 1 - (1 - e)\frac{F}{f} \qquad \boxed{e'_{12,5} = 1 - \frac{0{,}125(1 - e)}{f}} \tag{21.6}$$

Tomando o mesmo exemplo que acima: $e'_{12,5} = 93{,}75$.

Esta "extração reduzida Mittal" é mais correta que a de Noël Deerr e deveria substituí-la.

5.º **Coeficiente de extração.** Esta expressão, conhecida no Havaí sob o nome de "extraction ratio", corresponde exatamente ao raciocínio precedente:

$$\text{Coeficiente de extração} = \frac{100(100 - \text{extração})}{\text{fibra \% de cana}} \tag{21.7}$$

É um padrão correto, pois corrige não somente a riqueza, por estar baseado na extração, mas também o fator que é o principal alterador da extração: a fibra.

6.º **Caldo não diluído perdido % de fibra.** Entretanto, para as comparações internacionais, como para as comparações entre usinas, um padrão criado em Java, o "caldo não diluído % de fibra", foi muito utilizado:

$$\text{Caldo não diluído perdido \% de fibra} = \frac{\text{Brix do bagaço} \times 10\,000}{\text{Brix do caldo primário} \times \text{fibra \% de bagaço}} \tag{21.8}$$

onde:

$$\text{Brix do bagaço} = \frac{\text{Açúcar \% de bagaço} \times 100}{\text{Pureza do último caldo extraído}} \tag{21.9}$$

Esta expressão apresenta os seguintes inconvenientes:

a) A equação (21.9) é falsa, porque a pureza do último caldo extraído (e, forçosamente, a do caldo da última moenda, que muitos empregam em seu lugar) é superior à pureza do caldo residual contido no bagaço.

b) O que importa numa moenda é sua eficiência na extração da sacarose, e não do Brix. (Seria muito bom se a extração das moendas fosse boa em sacarose e má em Brix). A correlação não pode ser perfeita entre estes dois dados; esta é ainda menor se se comparam moendas e difusão.

c) O Brix do caldo primário depende da natureza e da regulagem das primeiras unidades de pressão do tandem de moendas (cf. p. 382 e fig. 22.6).

7.º **Caldo absoluto perdido % de fibra.** Procurou-se aperfeiçoar também esta expressão, substituindo o Brix do caldo absoluto da cana pelo Brix do caldo primário. Isto já representa um aperfeiçoamento, mas ainda é possível observar:

a) Os dois primeiros inconvenientes continuam.

b) O caldo absoluto necessita um cálculo bastante comprido.

Esta última expressão também pode ser escrita sob a forma:

$$\text{Caldo absoluto perdido \% de fibra} = \frac{\text{Caldo absoluto no bagaço \% de cana}}{\text{Fibra \% de cana}} \times 100 \qquad (21.10)$$

que demonstra melhor a origem desta expressão. Entretanto, nunca é calculada desta forma.

ESCOLHA ENTRE OS PADRÕES DE EFICIÊNCIA DAS MOENDAS

Calcula-se que:

1.º O coeficiente sacarose/fibra apresenta apenas um interesse secundário: deve servir apenas para eliminar a influência da umidade do bagaço na comparação dos valores de açúcar % de bagaço.

2.º O caldo não diluído no bagaço % de fibra foi adotado em Java porque não exigia nenhum peso de matéria. Hoje em dia, porém, não há usina bem equipada sem balanças e sem controle químico completo, eliminando os motivos para mantê-lo.

3.º Por motivos comerciais, é indispensável conservar a extração, mas não se trata de utilizá-la como critério técnico do trabalho das moendas.

4.º Na extração reduzida, N. Deerr não somente corrige o efeito da fibra, colocando-a no denominador, mas ainda acrescenta o fator $(1-f)$ ao numerador. Nós o afastamos, por ultrapassar o objetivo em vista.

A extração reduzida Mittal pode ser usada para comparações interessantes, porém é similar ao coeficiente de extração.

5.º O caldo absoluto no bagaço possui a mesma fórmula que o coeficiente de extração. Representa:

$$\frac{\text{Brix perdido \% de Brix na cana}}{\text{Fibra \% de cana}}$$

no lugar de:

$$\frac{\text{Açúcar perdido \% de açúcar na cana}}{\text{Fibra \% de cana}}$$

Com outras palavras, mede a extração de Brix, enquanto o coeficiente de extração mede a extração de açúcar. Estas duas extrações são muito próximas, como também os números que as exprimem: alternadamente, um dos dois é mais alto e a relação do primeiro com o segundo varia, em geral, de 0,95 a 1,05 para as moendas modernas, dando valores compreendidos entre 38 e 30. Os dois valores têm a tendência de ser equivalentes, chegando a 34, sendo que o coeficiente de extração diminui mais rapidamente, abaixo de 34, e aumenta mais rapidamente, acima de 34. Por exemplo, obtêm-se os seguintes valores equivalentes:

Coeficiente de extração	30	34	38
Caldo absoluto perdido % de fibra	32	34	36.

O caldo absoluto perdido % de fibra talvez exprimisse um pouco melhor a eficiência mecânica das moendas, que depende do volume e do caldo, porém preferimos a este o coeficiente de extração, devido a:

a) O parentesco entre os dois padrões, que diminui o valor deste argumento.

b) A simplicidade da fórmula do coeficiente de extração.

c) A predominância do açúcar, o qual é, na realidade, nosso objetivo e nossa única preocupação.

d) A influência possível de certos detalhes das moendas, tais como preparação e ranhuras, sobre a extração do açúcar comparada à extração do Brix.

Hipótese de base. — Acabamos de estudar estes diversos padrões, baseando-nos, implicitamente, na hipótese de que, em igualdade de circunstâncias, o açúcar perdido no bagaço é proporcional ao açúcar contido na cana. Ora, há toda uma escola a qual estima que o açúcar perdido no bagaço não depende do açúcar contido na cana que chega às moendas. Este ponto de vista foi exposto principalmente por B. L. Mittal (XI C. ISSCT, p. 1048) e Alfred Webre Júnior (S. y A., outubro 1964, p. 24); talvez seja exagerado, porém nossa experiência nos obriga a reconhecer que o açúcar perdido no bagaço % de cana, certamente, não é proporcional à riqueza da cana e também que a influência da riqueza pode ser muito difícil de avaliar e é, certamente, pequena. Diminui ainda mais, quanto mais comprido e eficiente for o tandem. Apesar de não termos podido efetuar uma experiência exata sobre este problema, acreditamos que o padrão eqüitativo procurado pode ser um coeficiente de extração com a seguinte forma:

$$C.E. = \frac{\sigma}{f' \cdot \sqrt[N]{R}} \qquad (21.11)$$

σ = açúcar % de bagaço;

f' = fibra % de bagaço;

R = riqueza = açúcar % de cana;

N = número de moendas.

Mantém-se a expressão "coeficiente de extração", porque a fórmula (21.7) se estabelece, igualmente, tomando os números em relação à unidade, em vez de %:

$$C.E. = \frac{1-e}{f} = \frac{1-\left(1-\dfrac{\sigma \cdot f}{f' \cdot R}\right)}{f} = \frac{\sigma}{f' \cdot R} \qquad (21.12)$$

Assim, foi sugerida apenas a redução da influência de R em função do número de moendas (uma difusão = 6 moendas).

Encontram-se as raízes dos 20 primeiros números inteiros em T.I. (Techniques de l'Ingénieur), Generalidades, p. A.30.9, até $\sqrt[8]{n}$.

A fórmula proposta por Mittal e por ele chamada "extração integralmente reduzida" ("Whole Reduced Extraction") enuncia-se da seguinte forma:

$$E.I.R. = 1 - \frac{\beta}{f} = 1 - \frac{\sigma}{f'} \qquad (21.13)$$

a qual não leva mais em conta a riqueza. É o complemento para 1 do coeficiente sacarose/fibra.

À falta de valor preciso, nossa fórmula (21.11) teria a vantagem de constituir um compromisso razoável entre as duas teorias, representadas, de um lado, pelo coeficiente sacarose/fibra (nenhuma influência da riqueza) e, de outro lado, pelo coeficiente de extração (influência proporcional da riqueza).

Baseando-se nesta fórmula, a extração reduzida se tornaria:

$$E.R. = 1 - \frac{\sigma}{f'} \cdot \frac{1{,}657}{\sqrt[N]{R}} \qquad (21.14)$$

Esta última expressão supõe um tandem padrão com 5 moendas e uma riqueza padrão da cana $R_0 = 12{,}5\%$.

FATORES DA EFICIÊNCIA DAS MOENDAS

Os principais elementos dos quais depende a eficiência do trabalho das moendas, tal como é medida pelo coeficiente de extração, são os seguintes:

Estado de preparação mais ou menos completo da cana,

Pressão específica empregada,

Comprimento, ou número de rolos, do tandem,

Velocidade de rotação dos rolos,

Carga-fibra específica,

Embebição,

aos quais se devem acrescentar certos fatores menos facilmente medidos, tais como:

Boa regulagem das moendas,

Valor técnico do pessoal encarregado das moendas,

Estado de desgaste do material.

1.º **Influência da preparação da cana.** — Já foram dados alguns números nos capítulos 3 e 6, os quais serão completados agora. Os equipamentos de preparação mais empregados proporcionam os seguintes aumentos de extração ε, calculados na mesma unidade em que a própria extração (isto é, se a extração passa de 90 a 91%, o aumento ε = 1%):

QUADRO 21.1

Aumento de extração proporcionado pelos vários equipamentos de preparação

Navalha	$\varepsilon = \frac{3}{N-6}\,\%$
Shredder modelo Searby	$\varepsilon = \frac{7{,}5}{N-8}\,\%$
Shredder penteador Maxwell	$\varepsilon = \frac{2{,}5}{N-8}\,\%$

N = número de rolos do tandem.

2.º **Influência da pressão específica.** — Foram dados os resultados para um tandem com 11 rolos (p. 199, quadro 10.4 *a* e fig. 10.34). De um modo geral, a extração aumenta com rapidez quando a P.H.E. passa de 0 a 15 t/dm² e mais lentamente em seguida. Economicamente, os valores mais interessantes variam entre 20 e 25 t/dm².

3.º **Influência do comprimento do tandem.** — Como foi visto para a capacidade (cf. quadro 12.2, p. 220), os dados publicados anualmente por Java permitem comparar a extração das várias combinações de moendas existentes nesse país. Referindo-se ao quadro 12.2, página 220, observa-se a variação regular da extração e do caldo perdido % de fibra, em função do comprimento do tandem. Na fig. 21.1 apresentamos uma curva baseada nestes resultados e em vários outros, a qual, entretanto, pretende apenas representar o comportamento geral da variação.

É possível verificar que o caldo perdido % de fibra corresponde aproximadamente à equação:

$$j = \frac{500}{N} \tag{21.15}$$

j = caldo perdido % de fibra no tandem;

N = número de rolos do tandem.

Do mesmo modo, a extração reduzida pode ser aproximadamente prevista pela fórmula:

$$e = 100 - \frac{70}{N} \tag{21.16}$$

a qual supõe uma fibra média de cerca de $f = 0{,}125$.

4.º **Influência da velocidade de rotação dos rolos.** — A influência da velocidade de rotação dos rolos depende de considerar-se constante, ou a carga-fibra ou, ao contrário, a tonelagem média.

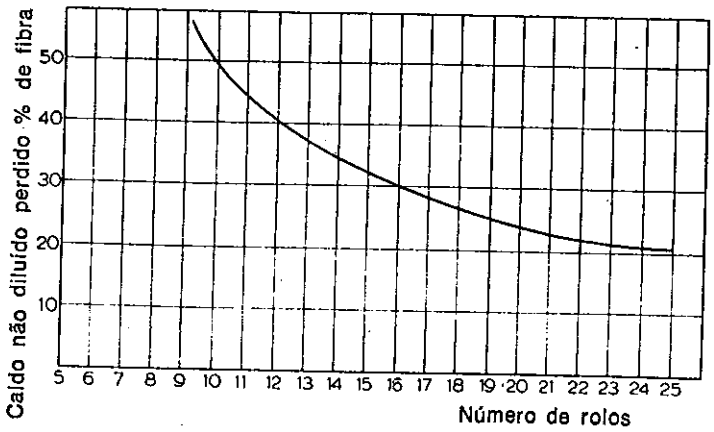


FIG 21.1. — Caldo não diluído perdido % de fibra, em função do número de rolos do tandem. (Embebição: $\lambda = 2$. Eficiência: $\beta = 0{,}6$.)

No primeiro caso, isto é, mantendo a mesma camada de bagaço, a extração diminui quando a velocidade de rotação aumenta: imperceptivelmente nas velocidades baixas, de um modo mais nítido quando, com diâmetros normais de rolos, se chega a 5 rpm e mais rapidamente a partir de 6 rpm.

No segundo caso, isto é, mantendo a mesma camada de bagaço, a extração aumenta com a velocidade de rotação, porém muito pouco e só enquanto não se atingem os limites dados pelas fórmulas (11.4). Crawford (QSSCT, 24.º, p. 95) acredita haver um aumento no rolo de entrada, o qual compensa largamente uma pequena perda no rolo de saída.

De qualquer modo, nos dois casos, a influência da velocidade é pequena.

5.º **Influência da carga-libra específica.** — A carga-fibra específica τ mede a relação:

$$\theta = \frac{\text{tonelagem realmente moída}}{\text{capacidade teórica do tandem}}$$

conforme foi visto na página 225. Estudar a influência da carga-fibra específica τ sobre a extração é o mesmo que estudar a influência do volume de moagem θ.

A extração, ou, para ser mais exato, a eficiência do trabalho das moendas, diminui quando o volume de moagem (ou, o que é a mesma coisa, a carga-fibra específica) aumenta.

Na Índia, calcula-se (ISJ, 1943, p. 190) que a extração reduzida (cf. p. 356) dum tandem diminui de 0,17, quando se exige das moendas um excedente de trabalho de 10%. Por exemplo, se um tandem é capaz de moer 100 TCH e sua extração reduzida é 95, esta deve cair a 94,83, ao moer 110 TCH.

Este valor de 0,17 parece pequeno e só é válido para tonelagens próximas à capacidade teórica do tandem ou pouco inferiores. Demonstra, porém, novamente a flexibilidade das moendas, quanto à tonelagem.

6.º **Influência da embebição.** — É o fator mais interessante a ser estudado, sob o ponto de vista do aproveitamento das moendas já instaladas. Também é, geralmente, o fator que pode ser dominado e variado com mais facilidade.

A pressão seca, geralmente, fornece uma extração de cerca de 86 a 90%. Adotando 90%, que é, na realidade, um máximo, as curvas da figura 20.8 permitem ler diretamente a extração final correspondente a uma extração dada. Por exemplo, com embebição composta dupla:

para: $\lambda = 1$ $\quad e = 90 + 3{,}8 = 93{,}8\%$

para: $\lambda = 2$ $\quad e = 90 + 5{,}2 = 95{,}2\%$

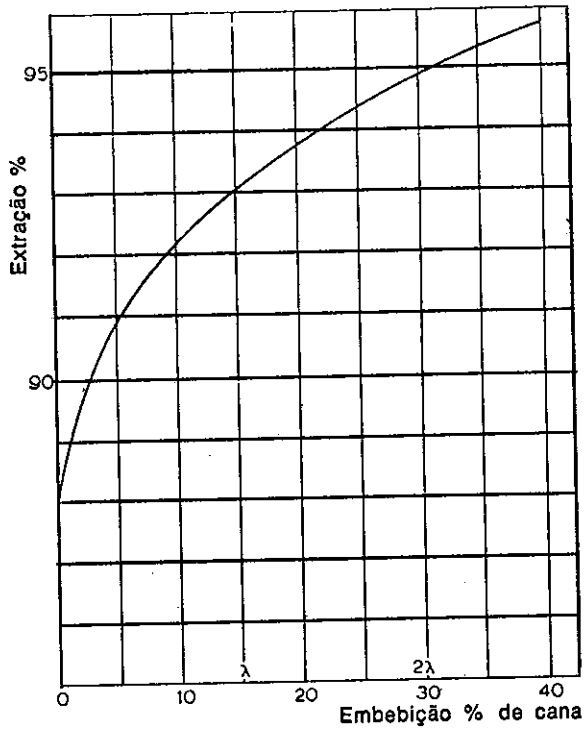


FIG. 21.2 — Variação da extração em função da embebição (fibra: $f = 15$).

Acima damos (fig. 21.2) uma curva, a qual, assim como a da fig. 21.1, só deve servir de modo representativo e demonstra o comportamento geral duma série de experiências efetuadas na África do Sul sobre a variação da extração em função da embebição. Permite verificar a amplitude da variação da extração em função duma dada modificação da embebição.

Damos, igualmente (fig. 21.3), para as composições de tandens mais freqüentes, a variação do caldo perdido % de fibra em função da embebição % de fibra, λ. Estas curvas, também, só representam médias e supõem a eficiência de embebição $\beta = 0{,}6$, com embebição composta: dupla para 11 rolos, tripla para 14 e quádrupla para 17.

Para comparar o trabalho dum mesmo tandem de moendas com 2 embebições diferentes, ou de vários tandens trabalhando com diferentes teores de embebição, foi proposto (ISJ, 1959, p. 113) eliminar a influência da embebição W, considerando que a extração obtida deve ser proporcional a:

$$100 - \frac{130 + W}{10 + W} \qquad (21.17)$$

quando W varia.

W = embebição % de cana.

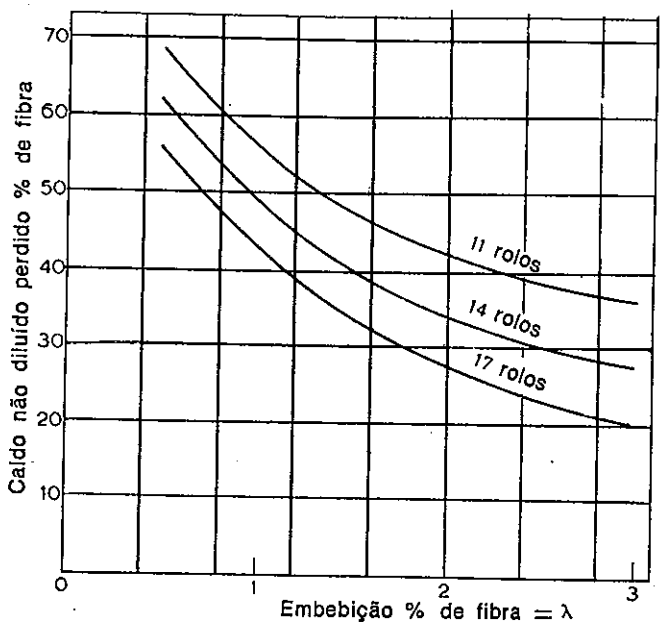


FIG. 21.3. — Variação do caldo perdido % de fibra em função da embebição % de fibra λ (embebição composta: $\beta = 0{,}6$).

DESINFECÇÃO DAS MOENDAS

O controle das moendas (cf. p. 365) não inclui as perdas físicas ou químicas ocorridas durante a passagem nas moendas. Com efeito, a riqueza da cana é suposta igual à soma da sacarose contida no caldo misto % de cana e da sacarose perdida no bagaço % de cana. De modo que todos os vazamentos dos gamelões das moendas para os alicerces e todas as perdas de sacarose ocorridas durante a passagem da cana do condutor de cana até a saída da última moenda continuam desconhecidas. Nestas condições, é ainda mais importante tomar todas as precauções possíveis para evitar perdas que nem seriam conhecidas.

É aconselhável usar um desinfetante contra a ação das bactérias. Pode ser acrescentado ao caldo da última moenda, se os caldos sucessivos são reconduzidos às moendas precedentes pela embebição composta. Pode ser acrescentado, também, nos cochos de embebição das moendas sucessivas. Com este fim, emprega-se freqüentemente o formol, ou o "Lystonol S", ou o amônio quaternário. Este último produto é considerado tóxico em certos países e sua adição na fabricação de produtos alimentícios é proibida. Entretanto, na África do Sul (SMRI, rep. n.º 64, 1964, p. 22) foi demonstrado que após a evaporação não resta nenhum traço dele.

22

CONTROLE DAS MOENDAS

Neste capítulo serão apenas tratadas as particularidades do controle das moendas. O controle será reexaminado no capítulo 40, quanto às suas relações com o controle geral da usina.

EXTRAÇÃO COM PRESSÃO SECA

Para acompanhar melhor a eficiência, é preciso distinguir entre a pressão seca e a pressão úmida, assim como foi feito no começo do estudo da embebição (p. 318).

Na prática, a pressão seca se aplica apenas para:

a) Os tandens com esmagador de 2 rolos, no esmagador e na 1.ª moenda.

b) Os tandens sem esmagador de 2 rolos, na 1.ª moenda (às vezes, denominada moenda esmagadora).

Tendo à disposição um grande número de moendas, a eficiência desta primeira unidade ou deste primeiro conjunto não tem uma importância muito grande. Neste caso, a pressão seca é levada a seu máximo (cf. p. 319), aliás rapidamente atingido. Não se pode permitir a diminuição da eficiência de nenhuma das moendas, pois não poderia ser recuperada posteriormente. É necessário satisfazer-se com o conjunto ou a unidade acima (será chamada 1.ª moenda, ficando subentendido que o esmagador, quando existe, está incluído).

Ora, a extração com pressão seca exerce uma grande influência sobre a extração final do tandem, conforme o demonstram as fórmulas (20.11) e (20.15). Com efeito, varia em limites muito grandes, dum tandem a outro. Quanto mais açúcar se extrair a seco, no início do tandem, menos difícil será a

tarefa de extração úmida das moendas seguintes e a extração final do tandem será melhor. Logo, é importante aproveitar tanto quanto possível a pressão seca e extrair o máximo por seu intermédio. Em Queensland, por exemplo, calcula-se que um aumento de 1% na extração da 1.ª moenda leva, na extração final, a um aumento de:

0,12% nos tandens com 4 moendas
0,10% „ „ „ 5 „

Como a extração da 1.ª moenda pode variar de 60 a 80%, é possível observar a grande incidência desta extração sobre o resultado final, para um mesmo trabalho da pressão úmida subseqüente.

Portanto, é necessário seguir cuidadosamente esta extração e fazê-la entrar nos boletins semanais de controle químico. Um tandem com unidades com 3 rolos deve atingir no mínimo 60% na 1.ª moenda; 70% são facilmente alcançados e é possível chegar a 75 ou 80%, conforme a fibra da cana, o estado de preparação (navalha e shredder) e os cuidados com a alimentação e regulagem da 1.ª moenda. Com um esmagador, estes valores podem ser ultrapassados (cf. quadro 22.1, p. 368). Na Austrália (QSSCT, 28.º, pp. 79 e 83), assinalam-se extrações, para uma 1.ª moenda com 3 rolos sem esmagador, de 81 a 82% e umidades de 53 no primeiro bagaço, e mesmo de 50%, para um conjunto: esmagador + 1.ª moenda (*ibid.*, p. 86). No Havaí (Official Methods HST, p. 80), para este conjunto, calculam-se normalmente 77-80% de caldo absoluto e, em excelentes condições, 80 a 83%.

Extração de caldo primário. — Para conhecer a extração de caldo com pressão seca, é inútil pesá-lo separadamente. Existe um cálculo fácil para o caso geral, em que o caldo primário é amostrado e analisado à parte e em que todo o resto do caldo é obtido na 2.ª moenda (caso geral da embebição composta), formando o caldo secundário.

Seja:

S_1 = açúcar % de caldo primário;
S_2 = „ „ „ „ secundário;
S_m = „ „ „ „ misto;
e_1 = extração de caldo primário = açúcar no caldo primário % do açúcar na cana;
e = extração total do tandem;
Q_1 = caldo primário para 1 de caldo misto;
x = açúcar do caldo primário para 1 de açúcar do caldo misto.

Estabelecendo que o açúcar do caldo misto provém dos caldos primário e secundário:

$$1 \times S_m = Q_1 \cdot S_1 + (1 - Q_1)S_2 \qquad (22.1)$$

Ora:

$$x = \frac{S_1 \cdot Q_1}{S_m \cdot 1}, \quad \text{donde:} \quad Q_1 = x \cdot \frac{S_m}{S_1}.$$

Transportando para (22.1) e calculando em relação a x:

$$x = \frac{S_1(S_m - S_2)}{S_m(S_1 - S_2)} \tag{22.2}$$

Porém,o açúcar do caldo misto = e % do açúcar da cana. Portanto, a extração de açúcar do caldo primário % do açúcar da cana é:

$$e_1 = x \cdot e = \frac{S_1(S_m - S_2)}{S_m(S_1 - S_2)} \cdot e \tag{22.3}$$

No entanto, este cálculo só se emprega quando há certeza de que não há mistura do caldo da 3.ª moenda com o da 2.ª, após o ponto de retirada (em geral; no cocho do condutor de bagacilho). De outra maneira, o resultado é, evidentemente, falso.

Por medida de segurança, o cálculo se faz da seguinte maneira. Seja:

f = fibra % de cana;

r = sacarose % de cana;

σ_1 = sacarose % do bagaço da 1.ª moenda;

h_1 = umidade % do bagaço da 1.ª moenda;

p_2 = pureza do caldo da 2.ª moenda.

Tem-se, aproximadamente:

$$\text{Fibra do bagaço da 1.ª moenda} = f_1 = 100 - 100\frac{\sigma_1}{p_2} - h_1 \tag{22.4}$$

$$\text{Caldo primário extraído \% de cana} = J_1 = 100 - 100\frac{f}{f_1}$$

$$\text{Sacarose no caldo primário \% de cana} = r_1 = \frac{J_1 \cdot S_1}{100}$$

$$\text{Extração da 1.ª moenda} = e_1 = 100\frac{r_1}{r}.$$

ESCALA DOS BRIX

Um dos melhores meios de controlar o trabalho das moendas com pressão úmida é construir a escala dos Brix dos caldos das moendas sucessivas.

Foi visto (fórm. 20.19, p. 332) como os Brix decrescem teoricamente duma moenda à outra, por causa da embebição composta, adotada com mais freqüência. O modo pelo qual os valores encontrados no tandem se ajustam à curva teórica demonstra se cada moenda executa bem seu trabalho.

Seguem (fig. 22.1) 2 curvas como exemplo:

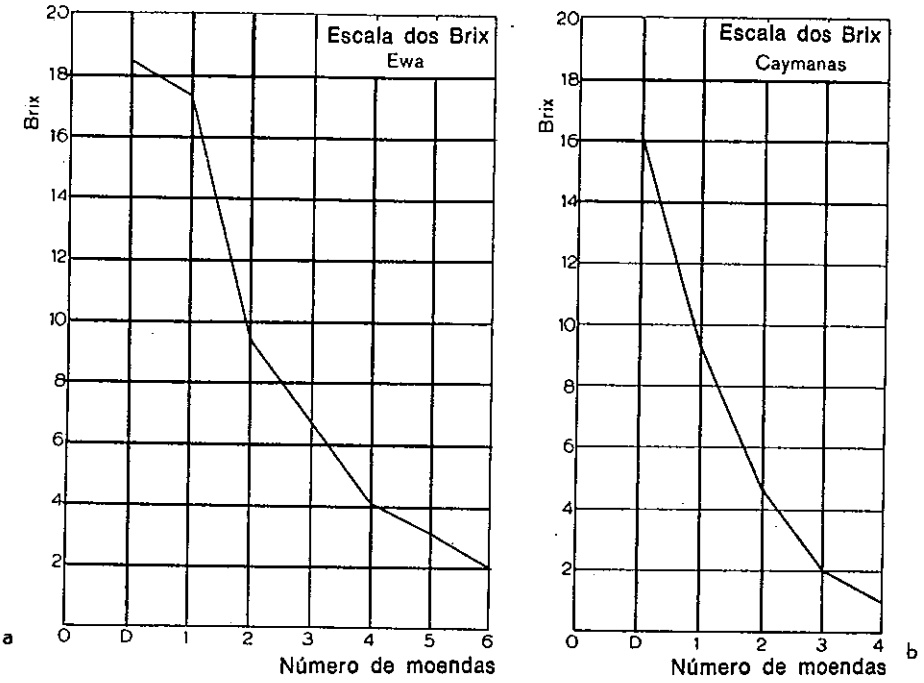


FIG. 22.1. — Escala dos Brix.

1.º A média dos Brix encontrados no tandem com 20 rolos de Ewa, no Havaí, durante as 6 safras de 1928 a 1933 (ISJ, 1935, p. 19).

2.º Um levantamento (FAS, 1937, p. 354) dos Brix do tandem com 15 rolos de Caymanas, na Jamaica, o qual já foi citado (cf. p. 74).

Enquanto esta última curva é excelente, nota-se na precedente uma anomalia, correspondendo à 5.ª moenda e mostrando que a 4.ª moenda não extrai todo o caldo que deveria extrair.

Assinalamos que os Brix anotados e a extração correspondente de cada uma das moendas de Ewa eram os seguintes:

QUADRO 22.1

Ewa. Brix e extração das diferentes moendas

	Brix	*Extração*	
Esmagador	18,53	69,92	82,50
1.ª moenda	17,41	12,58	
2.ª „	9,40	7,11	
3.ª „	6,45	3,75	
4.ª „	4,16	1,50	
5.ª „	3,18	2,08	
6.ª „	1,96	1,22	
		98,16	

Observa-se, também, que o tandem com 15 rolos de Caymanas apresenta a vantagem de poder embeber imediatamente após o esmagador, enquanto Ewa pode começar apenas após a 1.ª moenda e perde assim pressão, sob o ponto de vista da embebição. Após os motivos já citados (cf. p. 75), este é mais um argumento a favor da moenda esmagadora.

Para o estabelecimento destes gráficos de Brix toma-se, de hábito, o Brix do caldo do rolo de saída. Nas moendas com pressão seca, o Brix do caldo do rolo de entrada é o mais elevado. Pelo contrário, nas moendas com pressão úmida,o Brix do caldo do rolo de saída é o mais elevado.

EQUAÇÃO DE BASE DO CONTROLE DAS MOENDAS

O controle das moendas é baseado numa equação, a qual exprime que o peso da matéria que entra na moenda é igual ao peso da matéria que sai da moenda (fig. 22.2):

$$\text{Cana} + \text{água de embebição} = \text{caldo misto} + \text{bagaço} \qquad (22.5)$$

e, relacionando o conjunto a 100 de cana:

$$100 + W = Q + B \qquad (22.6)$$

W = água de embebição % de cana;

Q = peso de caldo misto % de cana;

B = peso de bagaço % de cana.

Apesar de ser evidente, na teoria, esta equação não se verifica rigorosamente, na prática. Com efeito:

1.º A cana é pesada um certo tempo antes de sua entrada nas moendas. Durante este intervalo, e em particular se a cana ficar um longo tempo exposta ao sol, no pátio, há perda de peso, sobretudo por evaporação pelas extremidades cortadas. Esta perda é muito maior quando a cana é colhida em toletes, com o uso da cortadeira.

2.º Durante a moagem, a superfície sobre a qual o caldo está exposto à evaporação é muito maior: sobre o fundo e as paredes das tremonhas e dos cochos, sobre a periferia dos rolos, sobre a superfície (bastante considerável) da camada de toletes ou de bagaço no condutor de cana, após a navalha e nos condutores intermediários, enfim, pelos filetes de caldo caindo das chapas de reembebição e dos rolos inferiores.

Além disso, se a água de embebição é quente, ela evapora na rampa e sobre o bagaço, neste caso coberto de vapor.

O tempo gasto pela cana para atravessar as moendas é bem menor que o de sua permanência no pátio, mas a considerável multiplicação das superfícies expostas compensa amplamente esta diferença e o efeito (2.º) acima é muito maior que o efeito (1.º). Admitindo uma permanência média da cana de 4 a 8 horas no pátio e um tempo normal para o percurso nas moendas, entre navalha e bomba de caldo, pode-se calcular, a grosso modo:

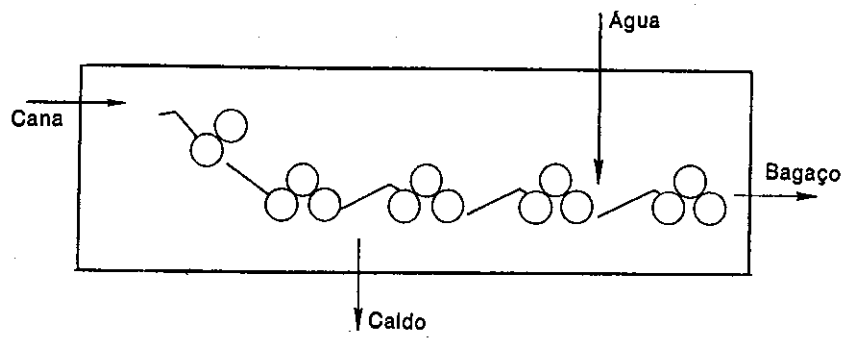


FIG. 22.2. — Equação de base das moendas.

a) A perda de peso da cana no pátio em menos de 1%.

b) A perda de peso do caldo nas moendas em 2 a 3%.

A 1.ª perda é muito variável e depende do período de permanência, do tempo (dia, noite, sol ou chuva), da exposição do monte (ao sol ou à sombra da usina), do comprimento dos toletes de cana (para as canas cortadas com a colhedeira em toletes de alguns decímetros de comprimento, o número de extremidades seccionadas é multiplicado por 3, 4 ou 5) etc. Na África do Sul (SASTA, 40.º C, 1966, p. 19), calculou-se uma perda de peso da cana, no pátio, de 1,25% nas primeiras 24 horas.

A perda de água é bastante pequena com a água fria, maior com a água quente, acrescentando-se a isto a perda suplementar do caldo aquecido por mistura, durante as reembebições.

A perda de peso do caldo é relativamente constante.

Em experiências efetuadas, em particular no Colégio de Agricultura de Trindade (ISJ, 1943, p. 79), encontram-se 3 a 4% do peso da cana a menos para o 2.º membro da equação (22.6). Em experiências em escala industrial, em Queensland (QSSCT, 30.º, p. 214), encontrou-se uma perda de 2,06% com embebição fria, isto é, 2% do peso da cana. Corresponde a uma diferença de cerca de 10% sobre o peso do bagaço.

Ora, a equação de base serve, sobretudo, para determinar o peso do bagaço, os outros 3 elementos sendo geralmente pesados.

Por seu lado, o bagaço perde também, antes da análise, uma pequena parte de seu peso, a qual não é considerável, se as precauções necessárias são tomadas.

Portanto, tem-se:

$$\text{Cana} + \text{água} > \text{caldo} + \text{bagaço} \qquad (22.7)$$

Analisa-se esta diferença. Consideram-se, por exemplo, os números totais duma semana, ou seja:

C = o peso de cana fornecido pelas balanças de cana;

J = o peso de caldo misto dado pela balança de caldo;

E = o peso de água de embebição fornecido pela balança de água;
c = o peso de cana perdido no pátio por evaporação e por resíduos;
j = o peso de caldo evaporado nas moendas;
K = o peso de bagaço procurado que efetivamente saiu das moendas.

Supondo que as balanças sejam exatas, a equação se torna:

$$C - c + E = J + j + K \tag{22.8}$$

donde:

$$K = C + E - J - (c + j) \tag{22.9}$$

Relacionando todos os números a 100 de cana pesada:

$$\frac{100K}{C} = 100 + \frac{100E}{C} - \frac{100J}{C} - \frac{100(c+j)}{C}$$

Voltando às anotações da fórmula (22.6):

$$B = \frac{100K}{C} \qquad W = \frac{100E}{C} \qquad Q = \frac{100J}{C}$$

tem-se:

$$B = 100 + W - Q - (\gamma + \xi) \tag{22.10}$$

em que W e Q são os pesos obtidos nas balanças, comparados ao peso de cana obtido nas balanças, e:

γ = peso de cana perdido no pátio % do peso de cana recebido,
ξ = peso de caldo evaporado nas moendas % do peso de cana recebido.

Calculando:

γ em 0,5 a 1%

ξ em $\left\{\begin{array}{l} \text{0,5 a 1\% (embebição com água fria)} \\ \text{1 a 2\% (\quad \quad \quad)} \end{array}\right\}$ do peso da cana,

o valor do erro $(\gamma + \xi)$ seria de cerca de 2%. Porém, B varia, normalmente, de 25 a 30. Um erro de 1 a 3% na equação (22.10) pode, portanto, levar a um erro de 3 a 10% no peso de bagaço. Entretanto, no uso geral não se efetua nenhuma correção para levar em conta $(\gamma + \xi)$ e os pesos de bagaço fornecidos são, portanto, falsificados por excesso.

Este erro se transmite à fibra (sendo obtida por cálculo) e influencia um pouco a riqueza (geralmente obtida por: açúcar no caldo misto, suposto exato, mais açúcar no bagaço, inexato), a extração e as outras expressões de eficiência das moendas.

Isto evidencia a importância de pesar o bagaço. Fazemo-lo em uma de nossas usinas e só encontramos uma diferença muito pequena em relação ao cálculo clássico. Para este fim utilizam-se balanças contínuas de correia no

condutor de bagaço (na França: Weiller ou Syneyrco), ou descontínuas (na Holanda: Servo-Balans). Este resultado está de acordo com cálculos efetuados em Queensland (QSSCT, 26.º, p. 29), segundo os quais a evaporação nas moendas representa apenas 0,15% no caso da embebição com água fria e 0,50%, com água quente. O 1.º teor é bastante inferior a este, acrescentado mais tarde de 2% (cf. anteriormente, p. 370). Porém, na África do Sul (40.º C., SASTA, p. 18) encontrou-se um erro de + 7,3% entre o peso calculado e o peso real do bagaço.

BRIX DO CALDO ABSOLUTO

O Brix do caldo absoluto é um elemento importante. O cálculo mais simples para indicá-lo é o seguinte.

Estabelece-se que a quantidade de matérias em dissolução entrando nas moendas é igual à quantidade que sai:

$$B_A(1 - f) = Q \cdot B_m + B_b \cdot \frac{f}{f'} \qquad (22.11)$$

B_A = Brix do caldo absoluto;
f = fibra da cana em relação à unidade;
f' = fibra do bagaço em relação à unidade;
Q = caldo misto para 1 de cana;
B_m = Brix do caldo misto;
B_b = matérias solúveis % de bagaço.

Obtém-se:

$$B_A = \frac{Q \cdot B_m + B_b \cdot \frac{f}{f'}}{1 - f} \qquad (22.12)$$

EXEMPLO. — Supõe-se $Q = 1{,}0246$; $B_m = 16{,}96$; $f = 0{,}1346$; $B_b = 2{,}82$; $f' = 0{,}48$. Segue-se:

$$\frac{f}{f'} = 0{,}2804 \qquad B_A = \frac{(1{,}0246 \times 16{,}96) + (2{,}82 \times 0{,}2804)}{0{,}8654} = 20{,}99.$$

FIBRA

Pesando o caldo misto e a água de embebição, pode-se obter a fibra média da cana. Com efeito, como a quantidade de fibra não varia ao atravessar as moendas, obtém-se:

$$100 \times f = B \times f'$$

f = fibra da cana;
f' = fibra do bagaço;
B = peso de bagaço % de cana.

Donde, tirando B da equação de base (22.6):

$$f = f' \cdot \frac{100 + W - Q}{100} \qquad (22.13$$

O estudo da página 371 demonstrou que, sem pesar o bagaço, a fração indicada no segundo membro da equação, e à qual então é preciso recorrer, é errada, às vezes apenas muito pouco e às vezes em até 10% por excesso. Este é, apesar disso, o valor oficialmente adotado, porém é bom sabê-lo.

PROPORÇÃO ENTRE AS QUANTIDADES DE CALDO FORNECIDAS PELOS ROLOS DE ENTRADA E DE SAÍDA

Para que uma moenda trabalhe bem, é preciso que o rolo de entrada extraia o máximo de caldo. Ora, o rolo de entrada extrai primeiramente a água ou o caldo superficial de embebição, que ficou sobre a parte superior ou exterior dos pedaços de bagaço. Por isso, o caldo por ele fornecido possui um Brix mais fraco que o do caldo fornecido pelo rolo de saída, o qual extrai uma parte do caldo contido nas células profundas.

É fácil conhecer a proporção de caldo extraída pelo rolo de entrada. Seja:

E = Brix do caldo do rolo de entrada;
S = „ „ „ „ „ „ saída;
M = „ de todo o caldo da moenda;
x = proporção de caldo fornecida pelo rolo de entrada.

Tem-se:

$$x \cdot E + (1 - x)S = 1 \cdot M$$

Donde:

$$x = \frac{S - M}{S - E} \qquad (22.14)$$

No Havaí, considera-se que o trabalho duma última moenda é aceitável quando x é de cerca de 70 a 80%.

Como regra geral, o rolo de entrada das últimas moendas com pressão úmida deve fornecer quase 3/4 do caldo e o rolo de saída, conseqüentemente, apenas 1/4. No entanto, a proporção fornecida pelo rolo de entrada pode ser maior, à medida que o teor de embebição do bagaço que recebe é mais elevado.

RELAÇÃO ENTRE A POLARIZAÇÃO DO CALDO E A DO BAGAÇO FORNECIDOS POR UMA MOENDA

A polarização do bagaço saindo duma moenda deve ser sempre inferior à do caldo do rolo de saída desta moenda.

A diferença, grande nas primeiras moendas, diminui muito nas seguintes; porém, se estas moendas estão bem reguladas, a polarização do caldo do rolo de saída da última moenda deve continuar bastante superior à do bagaço.

Quando se constata o inverso, isto indica que a difusão da água de embebição no bagaço é muito deficiente. Com efeito, como o bagaço contém cerca de 50% de fibra, se o caldo nele contido tivesse a mesma composição que o caldo extraído, dever-se-ia obter, estabelecendo que todo o açúcar do bagaço se encontra no caldo contido neste bagaço:

$$100\sigma = 50s \qquad \sigma = \frac{s}{2} \tag{22.15}$$

σ = açúcar % de bagaço;

s = açúcar % do caldo contido no bagaço.

Nunca se chega a um resultado destes. Geralmente, é de cerca de $0{,}7s$. Porém, não se deve tolerar: $\sigma \geqslant s$.

ESCALA DAS PUREZAS DOS CALDOS SUCESSIVOS

A primeira pressão extrai o caldo mais puro. À medida que se efetuam as pressões sucessivas, o caldo extraído das células profundas é um caldo cada vez menos puro.

Como este caldo é o mais difícil de ser extraído, segue-se que a diminuição de pureza do esmagador ao rolo de saída da última moenda mede, até certo ponto, a eficiência das moendas. Cresce com a extração e dá uma idéia do grau alcançado.

Esta diminuição é de cerca de 10 a 18 pontos.

CORRELAÇÃO ENTRE A EXTRAÇÃO E A PUREZA DO CALDO DA ÚLTIMA MOENDA

É possível perguntar-se se a pureza do caldo da última moenda não cairia cada vez mais rapidamente, à medida que a extração se aproximasse de 100%, para uma fibra dada. Ora, Haines e Hughes demonstraram (XI C. ISSCT, p. 1028) que ela tende a um limite assintótico (fig. 22.3), fator encorajador, quando se procura melhorar a extração dum tandem.

Com efeito, é possível perguntar-se se a diminuição em pureza do caldo suplementar obtido não compensaria o aumento de extração procurado. Com base na curva da figura 22.3, observa-se que o aumento de extração, por exemplo de 95 a 96, ou seja de 1%, fornece um caldo com 69 de pureza, na melhor das hipóteses, admitindo que tenha sido extraído inteiramente na última moenda. Se a usina obtém um melaço com pureza 40, o aumento final é (fórm. 40.1):

$$1 \times \frac{100(69 - 40)}{69(100 - 40)} = 0{,}70$$

ou seja: os 70% do aumento obtido nas moendas.

Se bem que esta diminuição de pureza exerça um efeito prejudicial, isto não nos deve dissuadir de procurar uma extração melhor.

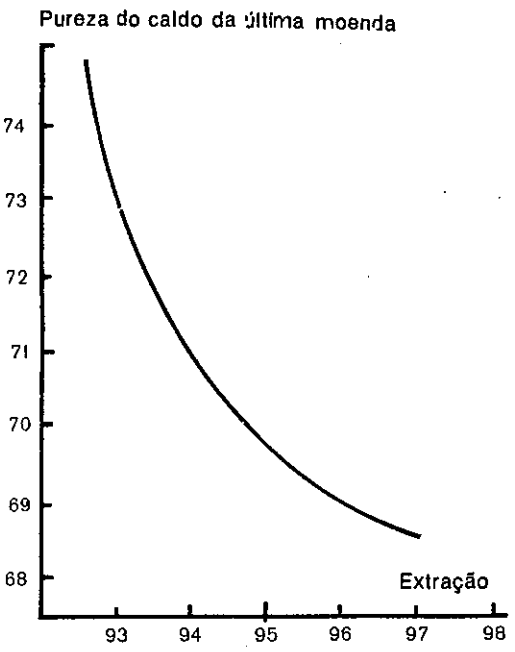


FIG. 22.3. — Variação da pureza do caldo da última moenda com a extração.

PUREZA DO CALDO RESIDUAL

Esta diminuição progressiva de pureza, evidentemente, continuaria, se o bagaço final passasse numa moenda suplementar.

A fortiori, o caldo residual, isto é, o caldo ainda contido no bagaço após a última pressão, possui pureza inferior à do último caldo extraído. Entretanto, como esta pureza não é determinada no laboratório, supõe-se que a pureza do caldo residual é igual à do último caldo extraído (caldo do rolo de saída da última moenda). O erro introduzido no controle das moendas devido a esta hipótese é perceptível, porém foi considerado mais fácil adotá-lo. Todavia, este erro, em relação à fibra *f* da cana, é de cerca de + 2,5 a 3%, ou seja, a diferença entre 14,4 e 14, por exemplo (cf. SMRI Ann. Rep.,n.º 70, 1966, p. 19).

COEFICIENTE JAVA

Esta expressão, denominada, em inglês, "Java Ratio", designa o quociente:

$$CJ = 100 \times \frac{\text{açúcar \% de cana}}{\text{açúcar \% do primeiro caldo extraído}} \qquad (22.16)$$

Seu objetivo é deduzir, por uma simples multiplicação, a riqueza da cana da riqueza do caldo do esmagador. Para este fim, é utilizado em certos países em que a cana é paga aos fornecedores conforme a riqueza.

Na realidade, este coeficiente representa:

$$CJ = \frac{S(1-f)}{S_1} \qquad (22.17)$$

S = açúcar % de caldo absoluto;

S_1 = açúcar % do 1.º caldo extraído;

f = fibra da cana, em relação à unidade.

Conforme a usina ou o país, seu valor vai de 77 a 90. É evidente que depende sobretudo da fibra da cana. Innes (BWIST Proc. 1957, p. 205) lhe dá o seguinte valor:

$$CJ = 98{,}5 - 1{,}34f \tag{22.18}$$

Kerr (QSSCT, 1960, p. 15) interpreta esta equação, assinalando que a diferença entre 98,5 e 100 poderia ser ocasionada pela água fisiológica da cana ("brix-free water"), que é de cerca de 1,5% da cana, e que uma certa proporção da água "higroscópica", correspondendo a 34% de fibra, ficaria retida na fibra, sendo impossível extraí-la.

Este coeficiente forneceu um meio prático, porém bastante aproximado, de pagar a cana pela riqueza. Não é conveniente procurar um outro meio.

COEFICIENTE HAVAÍ

O quociente é designado da seguinte maneira:

$$k = \frac{\text{Brix do caldo absoluto}}{\text{Brix do primeiro caldo extraído}} \tag{22.19}$$

Este coeficiente é útil para calcular de maneira simples a riqueza da cana nas usinas em que não se pesa nem a água de embebição, nem o caldo misto (cf. 1.ª edição de *La Sucrerie de Cannes*, p. 245). É, em geral, de cerca de 0,96 a 0,975, mas, infelizmente, é um coeficiente bastante variável de uma usina à outra e, na mesma usina, de uma variedade de cana à outra, se bem que numa medida menor.

É facilmente determinado por um ensaio com pressão seca.

Arceneaux (IX C. ISSCT, p. 743) constatou, na Louisiana, que a fibra da cana exercia influência sobre este coeficiente k. De acordo com numerosas observações efetuadas em diversas variedades de cana e com exceção de pequenas diferenças próprias a certas variedades, forneceu números que permitiriam determinar, de modo bastante aproximado:

$$k = 1 - 0{,}002f \tag{22.20}$$

f = fibra % de cana.

Innes (BWIST, Proc. 1957, p. 205) fornece:

$$k = 1{,}003 - 0{,}004f \tag{22.21}$$

fórmula que, como se pode observar, diverge muito daquela proposta por Arceneaux e que indica coeficientes k mais fracos. Entretanto, os dois autores estão de acordo em apontar uma diminuição do coeficiente k, correspondendo a um aumento de fibra.

EMBEBIÇÃO E DILUIÇÃO

A embebição é a quantidade total de água introduzida nas moendas, relacionada a 100 de cana.

A diluição é a quantidade de água de embebição introduzida no caldo misto, para 100 de cana.

A diferença entre estes dois números representa a quantidade de água de embebição que fica no bagaço, para 100 de cana.

Convém observar que, para os valores normais da embebição, a quantidade de água retida no bagaço varia pouco. Permanece, em geral, entre 8 e 12. O restante vai no caldo misto. Quando se aumenta a embebição, um peso de caldo diluído mais ou menos igual ao da água suplementar introduzida entra no caldo, e é a quantidade de caldo misto % de cana que suporta quase integralmente as variações da embebição.

Shannon (correspondência particular) considera que a relação da diluição % de caldo primário na embebição deve ser compreendida entre 0,95 e 1,05. Se esta relaçao é $< 0{,}95$, a embebição indicada é demasiadamente alta; sendo $> 1{,}05$, é baixa demais.

EXEMPLO. —

Brix do caldo primário = 19,16
„ „ „ misto = 14,98

Diluição % de caldo primário =

$$= 100 \cdot \frac{19{,}16 - 14{,}98}{14{,}98} = 27{,}90$$

$$\text{Embebição} = 29{,}06 \qquad k = \frac{27{,}90}{29{,}06} = 0{,}96.$$

SACAROSE EXTRAÍDA % DE CANA

Tem-se (S. y A., agosto 1970, p. 26): $c = 100(R - \beta)$

c = sacarose extraída % de cana;
R = riqueza da cana;
β = sacarose no bagaço % de cana.

Ou:

$$c = 100 \left(R - \sigma \frac{f}{f'} \right)$$

σ = sacarose % de bagaço;
f = fibra % de cana;
f' = sacarose % de bagaço;

Ou:

$$c = 100\, f \left(\frac{R}{f} - \frac{\sigma}{f'} \right).$$

CONTROLE DAS MOENDAS

No capítulo 40 encontra-se um exemplo de controle completo da usina, moendas e fabricação. Como todas as usinas modernas possuem balanças, será indicado apenas o controle clássico, incluindo o cálculo da fibra da cana, baseando-se nos pesos registrados.

Achamos o coeficiente de extração preferível aos outros critérios de eficiência das moendas, tais como caldo perdido % de fibra.

Aliás, seguimos as prescrições do ISSCT, impondo ou aconselhando os seguintes pontos:

a) A equação de base das moendas é empregada sem correção para a evaporação nos condutores intermediários. Isto significa que a fibra obtida é excessiva, assim como o peso de bagaço % de cana.

b) A pureza do caldo residual é supostamente igual àquela do último caldo espremido. Isto significa que o Brix do bagaço é baixo demais, porém a influência desta aproximação sobre as outras expressões do controle foi considerada aceitável.

Caldo residual. — Esta hipótese serve, com efeito, ao cálculo da 1.ª linha (cálculo compreendendo o n.º 1). Ainda não se encontrou uma regra aceita de modo geral e que permita conhecer a pureza real do caldo residual. Por exemplo, seria possível extrair caldo do bagaço empregando uma prensa potente de laboratório e determinando sua pureza, a qual seria inferior à do último caldo espremido e se aproximaria um pouco mais da pureza do caldo residual. Este sistema, porém, não foi adotado, porque esta diferença varia em função da pressão exercida, das dimensões do rolo do bagaço esmagado, do estado do bagaço etc. Innes (BWIST, Proc. 1957, p. 205) fornece um modo de calcular o Brix B_r do caldo residual, isto é, as matérias em solução % de bagaço:

$$B_r = \frac{B_z}{1{,}48 - 0{,}3 \log \lambda} \qquad (22.22)$$

B_z = Brix do último caldo espremido;

λ = embebição para 1 de fibra (cf. fórm. 20.6).

CONTROLE DA CANA

Numa usina, é necessário controlar constantemente os valores de açúcar respectivos dos diferentes carregamentos de cana, seja por se querer conhecer a riqueza duma variedade ou a riqueza média dum talhão cujo rendimento de açúcar por hectare se deseja saber, ou que se analisem as diferentes parcelas duma experiência agrícola, ou que se procure determinar a quantidade de açúcar contida na cana de cada um dos fornecedores ou dos cooperadores da usina etc.

Açúcar recuperável. — Impõe-se uma primeira constatação: o elemento importante a ser determinado não é a riqueza propriamente dita (isto é, a quantidade de sacarose contida em 100 kg de cana), mas o *açúcar recuperável,* ou,

com outras palavras, a quantidade de açúcar ou de sacarose que a usina poderá extrair de 100 kg da cana considerada. Como veremos mais adiante, duas canas com a mesma riqueza não fornecem, na realidade, o mesmo rendimento de açúcar, se suas fibras ou as purezas de seus caldos respectivos são diferentes.

É preciso, pois, achar o rendimento em sacarose de uma cana dada. Seja:

R = riqueza = açúcar % da cana considerada;

S_0 = sacarose % do caldo absoluto;

f = fibra da cana, em relação à unidade;

X = açúcar recuperável da cana considerada;

B = Brix do caldo primário extraído pela 1.ª moenda (ou pelo conjunto: esmagador + 1.ª moenda);

S = polarização % do caldo primário;

P = pureza aparente do caldo primário = $\frac{S}{B} \cdot 100$

P' = pureza Clerget do caldo misto obtido desta cana;

M = pureza Clerget normal do melaço da usina (que se supõe possível de ser obtida da cana considerada).

O açúcar que chega à usina % de cana, isto é, a riqueza, é:

$$R = \frac{S_0}{100}(1 - f) \tag{22.23}$$

Na impossibilidade de conseguir o caldo absoluto, é preciso contentar-se com a análise do caldo primário, ou caldo de pressão seca, porém sabe-se que a sacarose % do caldo primário está numa relação k_1 próxima a 1 com a sacarose % de caldo absoluto. Portanto, é possível estabelecer:

$$R = \frac{S_0}{100}(1 - f) = k_1 \cdot \frac{S}{100}(1 - f) \tag{22 24}$$

k_1 = coeficiente um pouco inferior a 1.

A usina recupera apenas uma fração de R. Admitindo que as perdas nas espumas e as perdas indeterminadas sejam pequenas, é possível tomar um segundo coeficiente k_2, para levar em consideração estas duas pequenas perdas. Falta calcular as duas perdas grandes: a perda no bagaço e a perda no melaço.

1.º PERDA NO BAGAÇO. — Seja:

β = açúcar perdido no bagaço % de cana;

σ = açúcar % de bagaço;

f' = fibra do bagaço em relação à unidade.

Tem-se:

$$\beta = \sigma \cdot \frac{f}{f'} \tag{22.25}$$

Desejando que esta perda corresponda a uma extração padrão e_0 (por exemplo, 0,95 ou 95%), para uma fibra padrão f_0 (por exemplo, $f_0 = 0{,}125$), deve-se obter:

$$\frac{\beta}{R} = \frac{f}{f'} \cdot \frac{\sigma}{R} = 1 - e \qquad \text{donde:} \qquad \frac{\sigma}{R} = \frac{f'(1 - e)}{f} \tag{22.26}$$

e desejamos obter:

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{f'(1 - e_0)}{f_0}$$

Portanto, é preciso:

$$\frac{\beta}{R} = \frac{f}{f'} \cdot \frac{f'(1 - e_0)}{f_0} = \frac{(1 - e_0)f}{f_0}.$$

A sacarose obtida após as moendas será:

$$k_1 k_2 \frac{S}{100}(1 - f)\left[1 - \frac{(1 - e_0)f}{f_0}\right] \tag{22.27}$$

É preciso escolher os valores padrão f_0 e e_0. Toma-se $f_0 = 0{,}125$, valor clássico e geral e $e_0 = 0{,}975$. Esta última escolha deve-se ao interesse de se ter como base valores ideais ou máximos e ao fato de que certos tandens de moendas se aproximam de 97% ou ultrapassam este valor e de que a difusão possibilita estas extrações.

De outro lado, Michel Hoarau demonstrou em Bourbon (ARTIS e IRAT, julho 1968) que k_1 era função de f e deu a variação de k_1 para o conjunto das usinas da ilha. Esta variação é expressa de maneira bastante precisa pela fórmula:

$$k_1 = 1 - 0{,}57f.$$

Substituindo k_1, f_0 e e_0 pelos seus valores em (22.27), obtém-se:

$$k_2 \cdot \frac{S}{100}(1 - 0{,}57f)(1 - f)(1 - 0{,}2f)$$

ou:

$$k_2 \cdot \frac{S}{100}(1 - 1{,}77f + 0{,}884f^2 - 0{,}114f^3)$$

As expressões em f^2 e f^3 exercem pouca influência. Guardando apenas a expressão em f e modificando-a, a fim de dar ao parêntesis o mesmo valor que tem o polinômio inteiro em f para um valor médio de f, a sacarose obtida depois das moendas se torna:

$$k_2 \cdot \frac{S}{100}(1 - 1{,}65f)$$

e é fácil verificar que a aproximação assim admitida não ultrapassa 0,4% para valores extremos de f, tais como $f = 0{,}10$ e $f = 0{,}16$.

2.º PERDA NO MELAÇO. — Admite-se uma pureza padrão M de melaço. A quantidade final de sacarose recuperada a partir da cana considerada será (cf. fórm. 40.1, p. 856):

$$X = k_2 \cdot \frac{S}{100}(1 - 1{,}65f) \cdot \frac{100(P' - M)}{P'(100 - M)}$$

ou:

$$X = k_2 \cdot \frac{100}{100 - M} \cdot \frac{S}{100}(1 - 1{,}65f)\frac{P' - M}{P'}$$

Porém:

$$S = B \cdot P$$

donde:

$$X = k_2 \cdot \frac{B}{100 - M}(1 - 1{,}65f)P \cdot \frac{P' - M}{P'}$$

Ora:

$$P \cdot \frac{P' - M}{P'} = P - \frac{P}{P'} \cdot M.$$

Escolhendo uma pureza padrão de melaço M tal que:

$$M \cdot \frac{P}{P'} = 30$$

o que corresponde aproximadamente a $M = 29$, valor bastante próximo do valor clássico $M = 28{,}57$, obtém-se:

$$X = k_2 \cdot \frac{100}{100 - M} \cdot B(1 - 1{,}65f)\frac{P - 30}{100}$$

Estabelece-se:

$$k_2 \cdot \frac{100}{100 - M} = k$$

e observa-se que:

$$B \cdot \frac{P - 30}{100} = \frac{BP - 30B}{100} = S - 0{,}3B \qquad (22.28)$$

Segue-se:

$$\boxed{X = k(1 - 1{,}65f)(S - 0{,}3B)} \qquad (22.29)$$

k é o coeficiente de eficiência da usina. Varia com a extração melhor ou pior das moendas e com a recuperação mais ou menos elevada da concentração. Porém, não mede rigorosamente a eficiência da usina, pois também depende:

a) Da proporção de caldo primário obtida. Quando o caldo primário provém do conjunto esmagador + 1.ª moenda, ou duma 1.ª moenda especialmente eficiente, esta proporção é elevada, o caldo primário se aproxima, em conseqüência, do caldo absoluto (k_1 se aproxima de 1) e o coeficiente k é mais elevado. Quando o caldo primário representa apenas uma pequena fração do caldo absoluto (caso de extração baixa da 1.ª moenda), o coeficiente k é um pouco mais baixo. Isto também ocorre quando se toma como amostra o 1.º caldo extraído (caldo do esmagador, ou caldo do rolo de entrada da 1.ª moenda), em vez do caldo primário. Aliás, esta prática deve ser desaconselhada, porque a proporção de 1.º caldo extraída depende muito mais do volume instantâneo da cana fornecida à moenda, em outras palavras, do fato da moenda estar mais ou menos carregada no momento da amostragem, e sua riqueza varia proporcionalmente; é, portanto, mais variável que a amostragem do caldo primário em relação à riqueza do caldo absoluto.

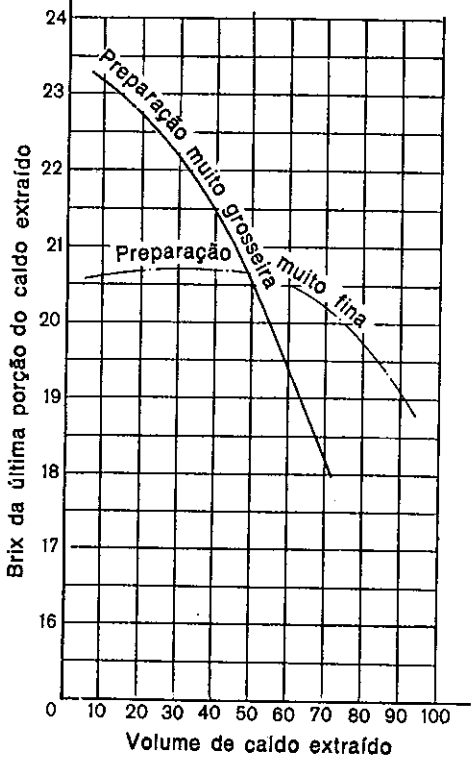


FIG. 22.4. — Efeito da preparação sobre o Brix do caldo extraído e em função da proporção de caldo extraída.

b) Da preparação da cana. O fenômeno acima indicado é realmente muito aumentado pelo grau de preparação da cana. Munro (INV, pp. 19-27) obteve as três curvas ao lado (figs. 22.4 e 5), que mostram a influência da boa preparação sobre o comportamento da variação do Brix do caldo extraído. Na figura 22.4, as ordenadas representam o Brix da última porção de caldo extraída, para cada fração suplementar obtida sob a prensa. Na figura 22.5, representam o Brix médio do total da porção já extraída: estas são, portanto, as curvas que nos interessam aqui. Na figura 22.6, representam a relação B/B_0 do Brix da fração de caldo extraído com o Brix do caldo absoluto. Assim se observa a influência bastante considerável da extração da 1.ª moenda sobre o Brix do caldo primário, para a mesma cana ou para canas idênticas, e fica evidente o cuidado a ser tomado quando se comparam os caldos primários de 2 tandens diferentes. Observa-se, também, que a diferença originada pela preparação é muito atenuada para uma proporção de cerca de 60 a 70% de

caldo primário; donde o interesse de analisar, de preferência, o caldo primário, em vez do 1.º caldo extraído, que dificilmente pode chegar a mais de 50% do caldo absoluto e, muitas vezes, chega apenas a 40%.

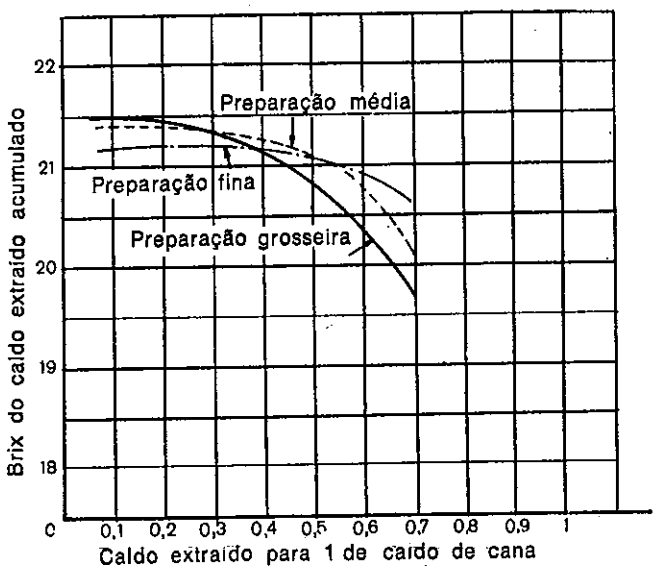


FIG. 22.5. — Variação do Brix do caldo primário em função da proporção extraída.

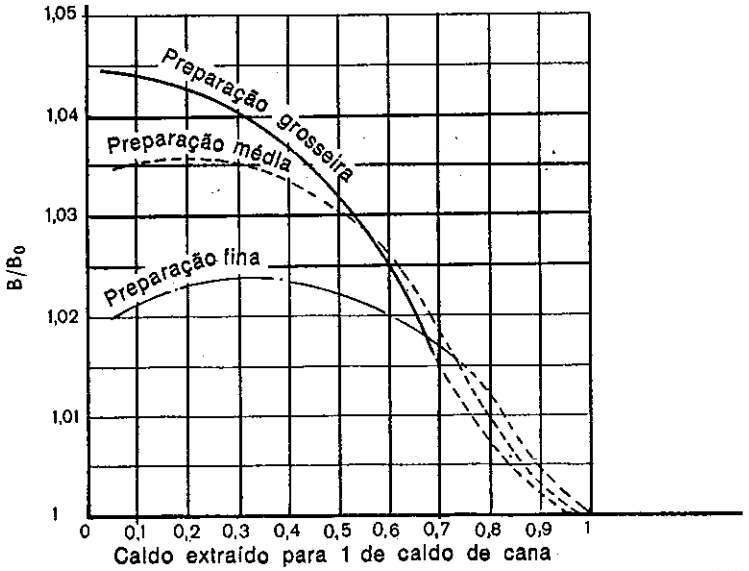


FIG. 22.6. — Variação da relação B/B_0 do Brix do caldo primário com o Brix do caldo absoluto, em função da proporção de caldo primário acumulado extraída.

Este efeito regularizador da preparação se compreende facilmente, sabendo que as células do córtex e dos nós contêm o caldo de Brix e de pureza mais

baixos, que uma preparação incompleta deixa uma grande parte destes nós e deste córtex intata, caso em que conservam seu caldo na primeira pressão, enquanto uma preparação aperfeiçoada os rompe, permitindo, então, a liberação de seu caldo desde a primeira pressão.

Observe-se que os dois efeitos (*a*) e (*b*) se exercem mais nitidamente sobre a pureza do que sobre o Brix, o que ainda acentua suas conseqüências sobre o coeficiente *k*.

c) Da possibilidade de esgotamento do melaço (cf. p. 718). Se o quociente redutores/cinzas é alto, a usina poderá conseguir com mais facilidade um melaço de baixa pureza e, em seguida, um *k* alto; se este quociente for baixo, será necessário contentar-se com uma pureza de melaço relativamente alta, o que lhe dará um coeficiente de eficiência aparente *k* relativamente baixo.

d) Para a determinação da riqueza da cana dos fornecedores, o açúcar recuperável não é, geralmente, calculado em sacarose, mas em açúcar conforme sai da fabricação ou padronizado (97° de titulação, ou 96° de pol etc., de acordo com o costume e o país). Neste caso, o coeficiente *k* será mais alto à medida que o açúcar for calculado com uma polarização ou uma titulação mais baixas.

Determinação do valor do coeficiente *k*. — Para o coeficiente *k* adota-se o valor médio fornecido pela última safra, ou pelos resultados "até esse dia" da safra em andamento. Se ρ é o rendimento médio (em açúcar conforme sai da fabricação, em açúcar a 96° ou em sacarose, conforme o caso) da safra, obtém-se:

$$k = \frac{\rho}{(1 - 1{,}65f)(S - 0{,}3B)} \qquad (22.30)$$

sendo os valores de *f*, de *S* e de *B* as médias gerais da usina para a safra ou o período considerado.

Valores normais do coeficiente de eficiência *k*. — Supondo um açúcar com 99° de pol., uma extração ótima e um melaço com alta possibilidade de extração, uma usina deveria alcançar, teoricamente, em relação aos valores médios de fibra, de Brix e de açúcar % de caldo primário fornecidos pelo controle químico, um coeficiente de eficiência *k* de cerca de 1,46, supondo este limite como nulas as perdas nas espumas e as indeterminadas. Porém, pelo que sabemos, este limite nunca é alcançado e a maioria das usinas bem dirigidas ficam entre 1,38 e 1,42. Muitas ficam nas proximidades de 1,35.

É preciso não confundir o valor de *k* deduzido do controle químico (*k* "da usina") com aquele obtido ao analisar canas frescas (*k* "fornecedor": caso inevitável nas análises de canaviais, de parcelas de experimentos ou de fornecedores para o pagamento pela riqueza). A cana fresca que não foi estocada no pátio é, realmente, sempre superior, em igualdade de condições, à cana de mesma procedência que ficou estocada durante várias horas no pátio. Para as usinas que têm um fornecimento de cana bem regularizado, mas para apenas 12 horas, e que têm, conseqüentemente, a necessidade de uma provisão noturna, se trabalham 24 horas por dia, é preciso calcular um coeficiente *k* "fornecedor" (cana fresca) cerca de 2 pontos mais baixo (por exemplo: 1,38 para 1,40) do que o *k* da usina (fornecido pelo controle químico). O *k* médio duma usina,

para uma safra, calculado conforme a análise da cana fresca proveniente da totalidade de seus fornecedores e entregas, é, portanto, diferente do k fornecido pelas médias gerais do controle químico e consideravelmente mais baixo. A diferença deve-se, numa pequena parte, ao aumento da fibra, no pátio, porém, principalmente, à queda da pureza; o Brix continua praticamente o mesmo.

Emprego. — Aconselhamos insistentemente o emprego do coeficiente k. É o melhor meio de se medir o valor dum lote qualquer de cana para a usina e de relacioná-lo ao açúcar real produzido. É o meio mais simples e mais fácil de encontrar o açúcar por hectare produzido por cada variedade em cada talhão das propriedades da usina, ou o açúcar produzido por tonelada de cana entregue pelo fornecedor.

Emprego especial para o controle da usina. — É interessante utilizar um outro meio de determinação de k, para avaliar o trabalho da usina. Assim, este método é aplicado apenas às médias da semana ou da safra. Consiste na aplicação da mesma fórmula (22.30), porém estabelecendo-a:

$$k_e = \frac{100\rho_G}{(1 - 1{,}65f)B(P' - 30)} \tag{22.31}$$

em que B continua a ser o Brix do caldo primário, porém P' se torna a pureza Clerget do caldo misto e ρ_G o rendimento em G.S.E. (cf. p. 859). Esta fórmula evita as incertezas de pureza do caldo primário (diferença $P' - P$ variável) e de qualidade do açúcar e conserva apenas a incerteza do Brix do caldo primário (cf. fig. 22.6).

Para as usinas com controle químico completo, chega-se mais perto da exatidão, ao calcular:

$$k_A = \frac{\rho_G}{(1 - 1{,}65f)(S_A - 0{,}3B_A)} \tag{22.32}$$

em que S_A e B_A são a sacarose e o Brix calculados a partir do caldo absoluto. O k_A assim determinado fornece, de modo mais simples e mais rápido, um melhor critério que a recuperação geral reduzida $= e_{12,5} \cdot r_{85}$ (cf. p. 861). Um bom trabalho fornece um k_A compreendido entre 1,47 e 1,53.

Observação. — Seria possível pensar em substituir na fórmula (22.29) os fatores 1,65 e 0,3 pelos valores exatos, correspondendo à extração exata e à pureza de melaço exata da usina. O k seria teoricamente mais exato para as análises da cana própria ou dos fornecedores. Na realidade, a precisão das análises não o justifica, os melhoramentos da usina o obrigariam a mudar de fatores a cada ano e a possibilidade de comparação entre os k da usina em épocas diferentes, bem como com os k de outras usinas, não seria possível. É preferível utilizar uma fórmula padrão e generalizada, para a qual se podem empregar tabelas já prontas com duas entradas, fornecendo sem cálculos o valor da expressão $k\ (1 - 1{,}65f)$.

Exemplo. — Seja uma usina fornecendo para as médias duma safra:

f = fibra da cana = 0,134
B_A = Brix do caldo absoluto = 17,36

S_A = Sacarose % de caldo absoluto = 14,54
ρ_G = Rendimento em G.S.E. = 10,82

Seu coeficiente de eficiência tem o seguinte valor.:

$$k_A = \frac{10,82}{[1 - (1,65 \times 0,134)][14,54 - (0,3 \times 17,36)]} = 1,4886$$

Esta mesma usina, moendo cana fresca, obtém um k "fornecedor" médio de 1,390. Qual o rendimento em açúcar a ser esperado dum talhão que forneceu na análise da cana e do caldo primário os seguintes valores:

$f = 0,136$
$B = 21,40$
$S = 18,83?$

Tem-se:

$$X = 1,390[1 - (1,65 \times 0,136)][18,83 - (0,3 \times 21,40)] = 13,38.$$

RESUMO. — O emprego do coeficiente da usina k é muito útil, mas é preciso distinguir entre suas diversas formas:

QUADRO 22.2

Formas e empregos do coeficiente k da usina

Símbolo	k_P	k_U	k_G	k_A
Cana Cana a analisar	Lote de cana fresca	Média de cana entrando nas moendas	Média de cana entrando nas moendas	Média de cana entrando nas moendas
Bases Brix a medir	Caldo primário (lote a analisar)	Caldo primário (média de semana ou de safra)	Caldo primário (média de semana ou de safra)	Caldo absoluto (média de semana ou de safra)
Caldo a polarizar ou calcular (para pol ou pureza)	Caldo primário do lote (pol ou pureza aparente)	Caldo primário (média: pol ou pureza aparente)	Caldo misto (média: pureza Clerget)	Caldo absoluto (média: Clerget)
Fibra	Análise direta do lote	Fibra calculada	Fibra calculada	Fibra calculada
Rendimento	Açúcar	Açúcar	G.S.E.	G.S.E.
Emprego	— Controle das variedades — Controle dos canaviais — Pagamento dos fornecedores	Controle do pagamento dos fornecedores	Controle químico (trabalho da usina)	Controle químico (trabalho da usina)
Valores correntes	1,32 a 1,40	1,34 a 1,42	1,36 a 1,44	1,40 a 1,53

23

SEPARAÇÃO DO BAGACILHO

Muitos pedaços de bagaço caem debaixo das moendas, provenientes do espaço entre o chute e o rolo de entrada, ou sendo extraídos dos messchaerts pelos pentes ou, ainda, caindo entre bagaceira e rolo de saída.

Esta quantidade de bagaço fino é muito variável, porém alcança, em geral, 1 a 10 g, calculados em matéria seca, por kg de caldo, evidentemente não levando em consideração os pedaços grandes, mas apenas o bagacilho em suspensão.

O separador de bagacilho é um equipamento colocado após as moendas, o qual serve para peneirar os caldos fornecidos pelas moendas e mandar novamente o bagaço retido para um condutor intermediário.

GAMELÕES DAS MOENDAS

Para evitar o acúmulo de bagaço sob as moendas, as paredes dos gamelões de caldo deverão ter uma inclinação de, no mínimo, 55°.

Existem três posições principais para estes gamelões:

1.° Gamelões individuais, sob cada moenda, únicos e chatos, fora de uso hoje em dia.

2.° Gamelões duplos transversais, sob cada moenda (fig. 23.1), permitindo separar os caldos do rolo de entrada e do rolo de saída e, portanto, tomar-lhes a amostra e analisá-los separadamente.

3.° Gamelão único longitudinal, acompanhando todo o comprimento do tandem (fig. 23.2). Os caldos das diferentes moendas são, neste caso, separados por pequenas placas de barragem removíveis.

As canaletas que levam o caldo ao separador deverão ter uma inclinação de 1 a 2%.

SEPARADOR

O separador de bagacilho é, às vezes, denominado "condutor de bagacilho", "peneira de polpa" ou "cush-cush" (fig. 23.3).

Quando se trabalha com clarifi-

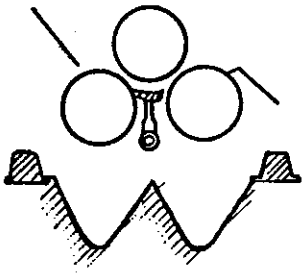


FIG. 23.1. — Gamelões de caldo transversais duplos.

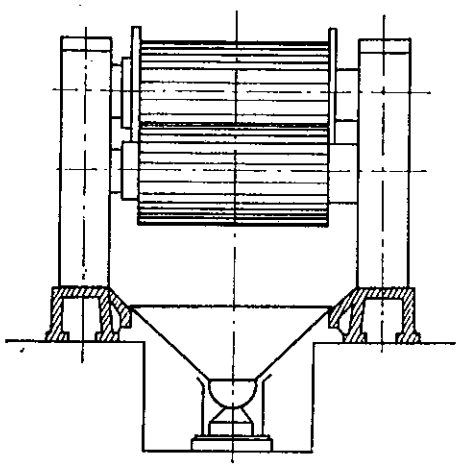


FIG. 23.2. — Gamelão único longitudinal.

cação composta (cf. pp. 454 e 495), é necessário separar perfeitamente a parte do separador reservada ao caldo primário. Nos tandens compridos, pode-se reservar um separador ao caldo primário e instalar um outro para o caldo secundário e os caldos de embebição. De qualquer maneira, a embebição composta obriga à separação dos compartimentos acima dos quais chegam os caldos das últimas moendas. Cada um destes compartimentos deve poder despejar seu excesso de caldo no compartimento correspondente ao caldo da moenda precedente: quando uma moenda pega mal e se engasga, existe realmente, muitas vezes, a tendência de diminuir a embebição que ela recebe e será necessário, com embebição composta, escoar o caldo que a constituía.

Superfície. — Geralmente, calculam-se 5 a 10 dm² de peneira por TCH. É conveniente aproximar-se de 10. Ou seja 1m² para 10 TCH.

Ou, melhor: 3 dm² por TCH + 1 dm² por moenda com 3 rolos (o esmagador não entra no cálculo). Seja:

7 dm²/TCH para um tandem com 12 ou 14 rolos,
8 „ „ „ „ „ 15 „ 17 „
9 „ „ „ „ „ 18 „ 20 „

Esta superfície é distribuída entre as moendas na proporção de:

3 para a 1.ª moenda,
2 „ „ 2.ª „
1 „ cada uma das moendas seguintes.

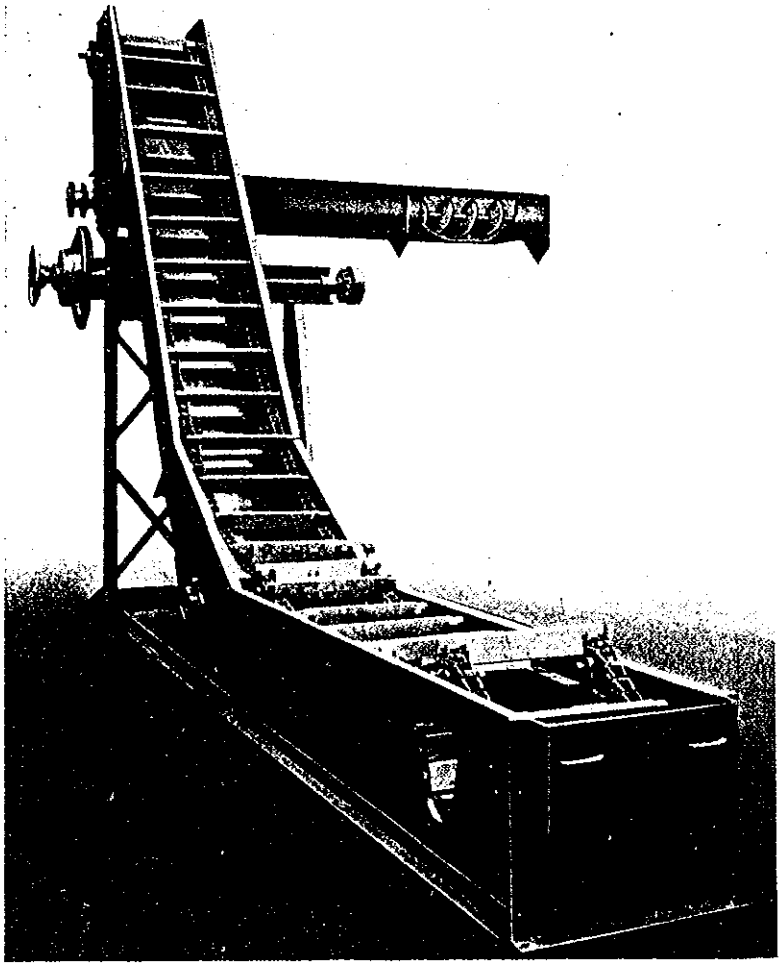


FIG. 23.3. — Separador e elevador do bagacilho (Fives-Lille Cail).

Por exemplo, para um tandem com 15 rolos, ter-se-ia:

3 dm²/TCH para a 1.ª moenda,
2 „ „ „ 2.ª „
1 „ „ cada uma das moendas seguintes.

Geralmente, procura-se fazer corresponder a superfície necessária para cada uma das últimas moendas a 1 peneira; neste caso, colocam-se 2 para a 2.ª moenda e 3 para a 1.ª moenda. É suficiente prever a largura do condutor de bagacilho e o comprimento unitário de cada peneira de acordo com isto.

Peneira. — Normalmente, peneira-se o caldo no separador sobre chapas perfuradas de latão ou cobre vermelho. Como estas chapas são leves, devem

ser sustentadas por quadros rígidos. Entretanto, estes quadros podem ser evitados usando cobre grosso. O latão é mais rígido e o risco de formação de poças sob as raspadeiras é menor. O cobre resiste melhor ao caldo e, portanto, dura mais.

A série padrão corresponde a peneiras com espessura igual ao diâmetro das perfurações.

Para as 2 primeiras moendas empregam-se, de preferência, peneiras com 0,8 a 1 mm de espessura, com perfurações de 0,8 a 1 mm de diâmetro. Na série francesa são chamadas: *RD0,8S* e *RD1S*; a distância entre os centros dos furos é de 1,7 e 2 mm; a passagem ou o vazio % da superfície total é igual a 20 e 23%. O número de furos por cm² é igual a 45 e 29.

Para as últimas moendas, adotam-se peneiras de 1,6 mm de espessura, com furos de 1,6 mm. São chamadas *RD1,6S;* a distância entre os centros dos furos é igual a 3 mm; a passagem, a 26%; o número de furos por cm², a 13.

O principal fabricante francês é a firma Krieg e Zivy.

É conveniente separar a maior proporção possível de bagaço fino arrastado. Para isso devem-se empregar as menores perfurações admissíveis. Com precauções e as medidas requeridas nas moendas, chegou-se a utilizar perfurações de 0,4 mm, em Java (PST, p. 492). É a menor medida possível de ser obtida num separador comum.

Estas peneiras são encomendadas sob forma de retângulos, adaptando-se aos quadros do separador; é bom especificar ao fabricante que sejam fornecidas com uma borda de 20 mm sem perfurações ao longo das paredes e 40 mm nas extremidades que se encostam nas chapas vizinhas.

É conveniente fixar cada chapa sobre um quadro que possa ser introduzido e retirado lateralmente por uma guia, o novo quadro empurrando o outro. Assim é possível substituí-la e limpá-la sem parar as raspadeiras.

Correntes. — Como as correntes do elevador trabalham no caldo ácido, são submetidas a um desgaste muito grande. É conveniente examiná-las a cada ano, trocá-las com freqüência e, principalmente, escolher um modelo bem aperfeiçoado.

As raspadeiras devem ser de madeira ou borracha.

Cuidados. — O separador de bagacilho é um dos equipamentos da usina no qual se deve temer mais a contaminação. Negligenciando-o, as saídas podem ficar obstruídas pela "canjica" (*Leuconostoc mesenteroides*).

É preciso cuidar dedicadamente de sua limpeza, passar-lhe vapor pelo menos duas vezes por dia e limpá-lo por inteiro a cada semana, ao mesmo tempo que as moendas.

Para esta operação, é cômodo possuir um separador cujo suporte se levante inteiramente com os quadros por uma extremidade, liberando completamente o cocho.

PENEIRA PECK

Os ingleses evitam, muitas vezes, o separador de bagacilho, substituindo-o por peneiras rotativas Peck (fig. 23.4), colocadas por cima dos condutores

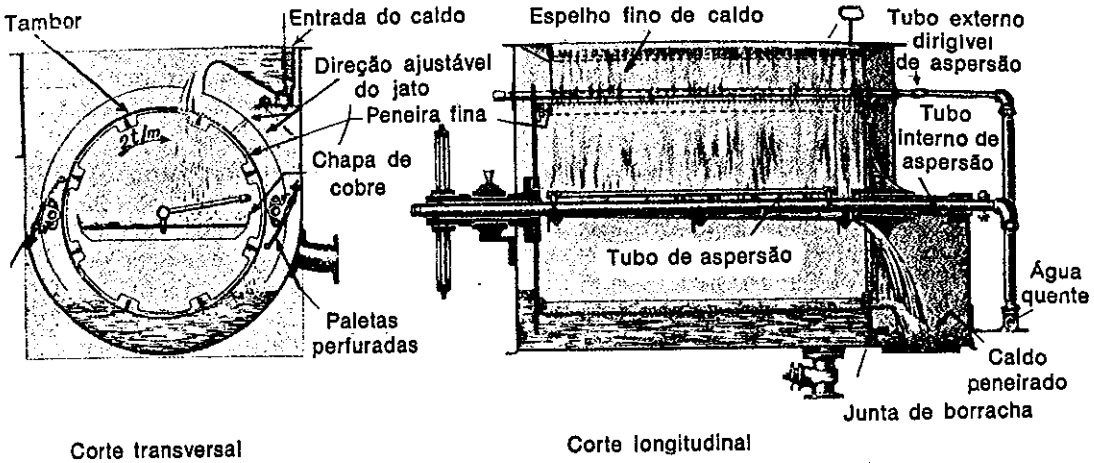


FIG. 23.4. — Peneira Peck (Mirrlees Watson).

intermediários e evitando as correntes (fig. 23.5). Recebem os caldos com o bagaço que contêm por meio de bombas com rotor aberto.

SEGUNDA PENEIRAÇÃO

A peneiração obtida no separador de bagacilho é grosseira. Geralmente, peneira-se uma segunda vez o caldo, antes de enviá-lo à fabricação.

As matérias ainda contidas no caldo são formadas sobretudo de bagacilho muito fino (já que passou através dos furos das chapas perfuradas do separador) e é somente este que deve ser chamado de bagacilho.

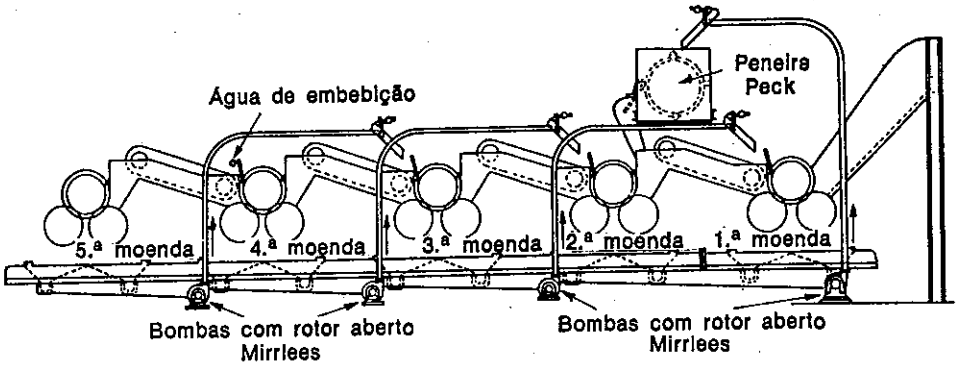


FIG. 23.5. — Embebição composta com bombas de rotor aberto e peneira Peck (Mirrlees Watson).

Para separá-lo, é preciso empregar uma tela metálica fina. Se é colocada sobre uma peneira rotativa, pode-se calcular cerca de 0,1 m² de tela metálica por TCH. Estas telas metálicas são, geralmente, de bronze fosforoso, preferivelmente n.º 140 a 160.

Peneira vibratória.

Pode-se também efetuar a segunda peneiração em uma peneira vibratória (fig. 23.6). Quase sempre se efetua uma única peneiração, quando se possui uma peneira vibratória.

É uma peneira com quadro inclinado de cerca de 15° horizontalmente, munida dum pequeno motor elétrico que produz, por solavanco ou por excêntrico, vibrações muito rápidas. Estas vibrações permitem peneirar uma grande quantidade de caldo em uma pequena superfície de peneira. Calculam-se cerca de 3 dm² por TCH. A potência necessária ao pequeno motor é de cerca de 2 CV. Sua velocidade varia de 1 000 a 1 800 rpm, a amplitude das vibrações de 1 a 3 mm.

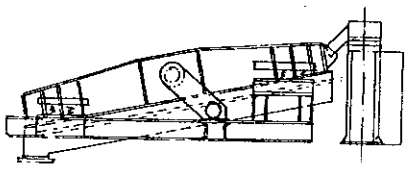


FIG. 23.6. — Peneira vibratória (Fives-Lille Cail).

As telas metálicas utilizadas são, geralmente, as de n.° 20 da série inglesa B.S.S. (20 mesh), cujos orifícios têm 0,8 mm e cuja passagem, ou superfície dos orifícios, representa 36 a 44% da superfície da tela. Emprega-se também o n.° 30 (0,5 mm e 35 a 37%). Excepcionalmente, chegou-se a 0,2 mm. Stork (S. y A., dezembro 1957, p. 36) fornece peneiras rotativas com 1 000 perfurações por cm² = 32 por cm.

A peneira vibratória permite diminuir a proporção de bagacilho no caldo peneirado a cerca de 0,4 ou 0,5 g/l, em comparação com 0,6 a 1,5, para as peneiras fixas.

Peneira Dorr Oliver D.S.M.

Assim como a peneira vibratória, esta também pode servir tanto para uma primeira e única peneiração como para uma segunda.

É uma peneira (fig. 23.7) formada por barras trapezoidais longitudinais muito próximas umas das outras, deixando entre elas um espaço de 1 mm ou de 0,7 mm, curvadas num arco de círculo de 45°, cuja tangente superior é vertical e cujo comprimento total é de 1 600 mm. Esta peneira é fabricada em 6 larguras: 3, 4, 5, 6, 6½ e 7 pés (915, 1 220, 1 525, 1 830, 1 980 e 2 130 mm). O caldo é distribuído na parte superior por meio duma calha vertedora e escorre ao longo da curva. As partículas são retidas sobre a peneira e arrastadas para a parte inferior, enquanto o caldo passa entre as barras.

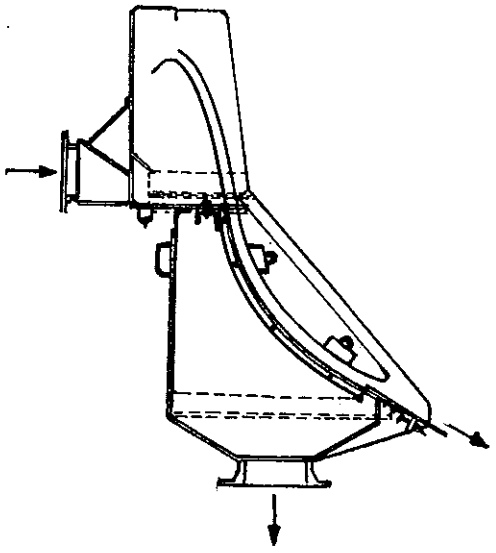


FIG. 23.7. — Peneira D.S.M. (Dorr Oliver).

Estas são fabricadas, ou em aço inoxidável, com uma duração bem maior, ou em bronze "Everdur", preferível nos casos em que há risco de contaminação, porque a bactéria se desenvolve mais dificilmente na presença deste metal. A calha vertedora e a cavidade para o caldo atrás da peneira são de aço inoxidável.

Podem-se escolher dois espaçamentos entre as barras: 1 mm e 0,7 mm. O primeiro é empregado principalmente na primeira peneiração e a peneira pode, neste caso, ser instalada por cima dum condutor intermediário: escolhe-se, então, uma peneira com uma largura de 15 ou 30 cm, mais estreita do que aquela do condutor, para distribuir melhor o bagacilho sobre o condutor.

A capacidade da peneira com espaçamento de 1 mm é de 7 500 litros de caldo por dm de largura, ou 7,5 TCH por dm. Com a peneira de 0,7 mm, a capacidade é de 80% da precedente, ou seja 6 000 l ou 6 TCH por dm. Entretanto, certas usinas obtiveram, com o espaçamento de 1 mm, capacidades bem superiores e calculam 1 t/h de caldo por cm de largura. (Sp. and M., 9.ª ed. p. 80).

Esta peneira tem a vantagem de ser mais eficiente do que aquelas dos condutores de bagacilho e de não apresentar nenhuma parte móvel, evitando o desgaste e os incômodos das peneiras vibratórias. Deixa cerca de 0,8 a 1,5 g de bagacilho por litro de caldo (espaçamento de 1 mm), ou 0,7 a 1,2 g (espaçamento de 0,7 mm).

Sua limpeza é efetuada por meio dum jato de água quente lançado por um cano perfurado, colocado sob a calha vertedora. Aconselha-se efetuar uma limpeza a cada 8 horas.

A fim de aumentar a duração da peneira e melhorar sua eficiência, é conveniente (QSSCT, 32.º, p. 241): 1.º cuidar do aspecto sanitário; 2.º inverter as barras cada vez que fiquem cegas; 3.º afiar as arestas de vez em quando.

A peneira D.S.M. pode também servir à peneiração do caldo decantado, após a clarificação (S. y A., janeiro 1966, p. 37). Neste caso, é instalada com espaçamento de barras de 0,35 mm. Em resumo, existem três usos:

a) Primeira peneiração, com espaçamento de 1 mm.

b) Segunda peneiração, com espaçamento de 0,7 mm.

c) Peneiração do caldo decantado, com espaçamento de 0,35 mm.

24

A DIFUSÃO

RESUMO HISTÓRICO

Na grande maioria das usinas em todo o mundo, a extração do açúcar de cana é efetuada por meio de moendas. É o processo empregado desde a origem; foi aperfeiçoado progressivamente, porém nunca abandonado. O único país que fez uma exceção foi o Egito, onde a difusão descontínua, por meio de séries de recipientes difusores, como para a beterraba, foi empregada durante muito tempo e só desapareceu por volta de 1960.

Entretanto, a difusão contínua, criada antes da 2.ª Guerra Mundial, difundiu-se rapidamente depois de seu término, por ocasião da reconstrução das usinas açucareiras européias destruídas. A partir de 1950, vários fabricantes procuraram adaptar para a cana o modelo de difusor contínuo por eles concebido e aperfeiçoado para a beterraba. Realmente, para a beterraba, a simplicidade do difusor contínuo, sua eficiência e a economia de mão-de-obra por ele ocasionada fizeram com que substituisse rapidamente as séries de recipientes difusores, com circuito e manutenção complicados e empregados de maneira geral na primeira metade do século XX. Eles eram tão complicados, em seu gênero, como os tandens de moendas; porém, a simplicidade da difusão contínua era tentadora; só faltava adaptá-la à cana e experimentá-la.

LIMITAÇÃO DAS MOENDAS

Quando se consideram os grandes progressos realizados na construção e na técnica das moendas, é possível perguntar-se quais os motivos que levam, hoje em dia, os construtores de equipamentos de açúcar de cana a se orientarem

para este outro método de extração que constitui a difusão. Não seria uma simples questão de moda?

Não. Há motivos reais que os impeliram:

a) A moenda é um meio rústico (cf. p. 157): gasta-se uma energia considerável para extrair o caldo da cana, porém o bagaço, esgotado ao passar pelo plano axial dos rolos, reembebe-se de caldo imediatamente após passar por este plano, provocando assim a perda de uma grande parte do benefício por um momento obtido e de todo o esforço e potência despendidos, sem que se tenha encontrado um meio de evitar esta falha inerente ao próprio princípio da moenda.

b) As moendas consomem uma potência considerável, desproporcional ao resultado obtido.

c) As moendas são muito pesadas, muito caras, tanto em seu custo de aquisição como em seu custo de funcionamento e manutenção.

d) Independentemente da energia gasta, admite-se que há uma certa proporção do caldo ou do líquido contido na cana ou no bagaço que não pode ser extraída por pressão (cf. pp. 159 e 161). Apesar da repetição do número de pressões, apesar do recurso constituído pela embebição, existe um segundo obstáculo, inerente ao equipamento, o qual coloca a extração por meio de moendas em posição de inferioridade.

Pelo contrário, desejando extrair todo o açúcar contido na cana ou no bagaço com uma só operação, não se trabalha mais por pressão, mas por extração química a quente, por "difusão", conforme se procede no laboratório para a análise da cana ou do bagaço. O controle químico na usina é baseado sobre o fato de que este modo de extração permitiu extrair 100% do açúcar contido na amostra analisada.

A DIFUSÃO

A difusão é o fenômeno pelo qual duas soluções de concentrações diferentes justapostas, ou, por exemplo, separadas por uma membrana, passam por osmose através da membrana. Tratando-se de duas soluções da mesma substância, a permuta se faz até que a concentração seja a mesma dos dois lados da membrana.

Isto supõe que a membrana seja permeável em relação à substância dissolvida. Havendo duas ou mais substâncias dissolvidas, a membrana pode ser permeável ao solvente, ou a certas substâncias, sem sê-lo a outras; neste caso, diz-se que é semipermeável. Numa certa medida, é o que ocorre com as paredes das células da beterraba; libertadas pelo calor de certos componentes orgânicos, elas deixam passar com mais facilidade a sacarose do que certos sais. É por isso que, na fabricação de açúcar de beterraba, o caldo de difusão tem uma pureza superior à do caldo normal da beterraba.

Na fabricação de açúcar, a difusão é, portanto, o fenômeno pelo qual as células de beterraba ou de cana, mergulhadas na água ou em uma solução menos concentrada que o caldo nelas contido, cedem a esta água ou a esta solução uma parte ou a totalidade do açúcar que constitui o excedente de concentração de seu caldo.

LEIS DA DIFUSÃO

Estas leis serão exprimidas adotando o mesmo modo de exposição do Sr. J. Dubourg (p. 92). É evidente que a superfície de permuta entre a matéria a ser extraída e o líquido de extração possui uma importância primordial na difusão. Fragmenta-se a matéria em pequenos pedaços: lascas de beterraba ou cavacos de cana. Um outro fator é, evidentemente, a diferença de concentração entre o caldo das lascas ou cavacos e o líquido. Pareceu lógico a Fick supor que a extração da lasca se processava conforme a lei:

$$\frac{ds}{dt} = -b \cdot \Omega \cdot \frac{dy}{dl} \qquad (24.1)$$

s = quantidade de açúcar contida na matéria a ser esgotada;
t = tempo;
$\frac{ds}{dt}$ = peso de açúcar perdido pela matéria na unidade de tempo, no momento considerado;
b = coeficiente dependente da temperatura;
Ω = superfície das lascas ou dos cavacos exposta à difusão;
$\frac{dy}{dl}$ = grau da concentração durante o curso da extração l.

Supõe-se, por exemplo, o cavaco sendo de forma cilíndrica e muito comprido. Teremos:

$$\frac{dy}{dl} = \frac{z - y}{\frac{r}{4}}$$

z = concentração do açúcar no cavaco;
y = concentração do açúcar no líquido em que ele está mergulhado;
r = raio do cilindro que constitui o cavaco.

Desprezando as pontas, a superfície do cavaco é:

$$\Omega = 2\pi rL$$

L = comprimento do cavaco.

Donde:

$$\frac{ds}{dt} = -b \cdot 2\pi rL \cdot 4\frac{z - y}{r}$$

porém:

$$s = \pi r^2 L \cdot z$$

Donde:

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{8b}{r^2}(z - y) = -a(z - y) \qquad (24.2)$$

a = coeficiente que depende do tamanho r dos cavacos e da temperatura.

A. **Extração fixa.** — Supõem-se as lascas ou cavacos colocados num cesto cilíndrico fechado na base por uma chapa perfurada. Se se procurasse esgotá-los regando-os com água, a camada superior seria mais completamente esgotada, já que ela se beneficiaria com a maior diferença de concentração. Para ela teríamos ($y = 0$):

$$\frac{dz}{dt} = -az$$

Se a vazão de água é constante, a quantidade W consumida:

$$W = kt \qquad dW = k \cdot dt$$

e

$$\frac{dz}{dW} = -\frac{a}{k} \cdot z \qquad \frac{dz}{z} = -\frac{a}{k} \cdot dW$$

$$z = z_0 \cdot e^{-\frac{a}{k}W} \tag{24.3}$$

z_0 = concentração inicial dos cavacos.

Os valores experimentais do coeficiente a mostram que, para chegar a uma concentração z baixa, seria necessária uma quantidade de água W muito elevada e proibitiva.

B. **Extração contra a corrente.** — Por isso, a difusão é sempre efetuada contra a corrente. Supõe-se que seja efetuada num tubo ou numa torre (fig. 24.1), que as lascas ou os cavacos sejam colocados na extremidade inferior e a água na extremidade superior. A polpa ou o bagaço esgotados sairão pela parte de cima e o caldo sairá pela parte de baixo. Considera-se o nível N, situado à distância l da parte de baixo, nível em que a concentração dos cavacos é z e a do líquido y, e um nível N' vizinho, logo acima: as concentrações respectivas em N' tornar-se-ão $z + dz$ e $y + dy$. Procura-se a lei segundo a qual estas concentrações variam de um lado ao outro do tubo.

Supor-se-á, o que é pelo menos aproximadamente verdadeiro, que o peso dos cavacos não varia durante a operação: a água substitui o caldo da cana numa quantidade quase equivalente, de maneira que o peso do bagaço esgotado seja praticamente igual ao peso dos cavacos e, como conseqüência, o peso de caldo retirado seja mais ou menos igual ao da água colocada.

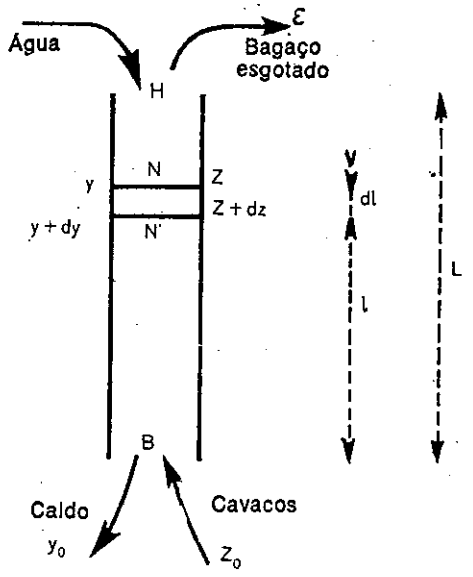


FIG. 24.1. — Extração contra a corrente.

Como se supõe que o tratamento seja permanente, estabelece-se que o peso de açúcar que entra no setor *NH* do tubo é igual ao peso que sai:

$$Az = Qy + A\varepsilon$$

ou:

$$y = \frac{A(z - \varepsilon)}{Q} = \frac{z - \varepsilon}{\frac{Q}{A}} \tag{24.4}$$

ε = açúcar % do bagaço esgotado;
A = peso dos cavacos, em kg/h;
Q = peso do caldo de difusão obtido, em kg/h;
$\frac{Q}{A}$ = relação do peso de caldo de difusão com o peso de cana.

Esta relação, denominada "trasfega", exerce um papel importante na difusão. Será designada por q:

$$\text{Trasfega} = q = \frac{Q}{A} = \frac{\text{peso de caldo de difusão obtido}}{\text{peso de cana ou de bagaço que entrou em difusão}} \tag{24.5}$$

Portanto, teremos:

$$y = \frac{z - \varepsilon}{q} \tag{24.6}$$

De outro lado (fórm. 24.2):

$$dz = -a(z - y)\,dt$$

Substituindo y pelo seu valor:

$$dz = -\frac{a}{q}[z(q - 1) + \varepsilon]\,dt \tag{24.7}$$

Obtém-se também:

$$A = S \cdot v \cdot \varpi_A$$

S = seção do tubo, em m²;
v = velocidade de progressão do bagaço no tubo, em m/h;
ϖ_A = peso específico aparente do bagaço no tubo, em kg/m³.
ϖ_A mede a compactação da matéria no aparelho.

Donde:

$$v = \frac{dl}{dt} = \frac{A}{S \cdot \varpi_A} \tag{24.8}$$

e

$$dz = -\frac{a}{q} \cdot \frac{S\varpi_A}{A} [z(q-1) + \varepsilon] \cdot dl$$

e, ao estabelecer:

$$\frac{a \cdot S \cdot \varpi_A}{A} = \Delta \tag{24.9}$$

$$\frac{dz}{z(q-1) + \varepsilon} = -\frac{\Delta}{q} \cdot dl$$

Integrando:

$$\ln[z(q-1) + \varepsilon] = -\frac{q-1}{q} \cdot \Delta \cdot l + C^{te}$$

Tomando: $l = 0$, obtém-se:

$$C^{te} = \ln[z_0(q-1) + \varepsilon]$$

z_0 = açúcar % da matéria ao entrar no aparelho.

Donde:

$$\ln \frac{z(q-1) + \varepsilon}{z_0(q-1) + \varepsilon} = -\frac{q-1}{q} \cdot \Delta \cdot l$$

ou:

$$\frac{z(q-1) + \varepsilon}{z_0(q-1) + \varepsilon} = e^{-\frac{q-1}{q} \cdot \Delta \cdot l} \tag{24.10}$$

Na extremidade superior do tubo: $z = \varepsilon$:

$$\frac{q\varepsilon}{z_0(q-1) + \varepsilon} = e^{-\frac{q-1}{q} \cdot \Delta \cdot L} \tag{24.11}$$

$$\varepsilon = \frac{z_0(q-1)\, e^{-\frac{q-1}{q} \cdot \Delta \cdot L}}{q - e^{-\frac{q-1}{q} \cdot \Delta \cdot L}} \tag{24.12}$$

Esta expressão mostra que o esgotamento será tanto melhor, isto é, ε vezes menor, quanto o valor absoluto do expoente de e for maior. Contém 3 fatores:

a) A trasfega q deve ser a maior possível. Para a cana é, muitas vezes, cerca de 1,05 a 1,10, porém diminui, às vezes, a 1 e a menos.

b) O coeficiente de difusão Δ deve ser o mais alto possível. Depende, sobretudo, de a, que cresce: 1.º com a temperatura; mas é preciso ter cuidado com a inversão. Portanto, é melhor ficar entre 65 e 75°C; 2.º com o tamanho dos cavacos de cana ou dos pedaços de bagaço. Δ depende também da compactação ϖ_A, mas, neste caso, a permeabilidade da camada de bagaço oferece um limite e é preciso contentar-se em evitar os vazios ou canais na massa. Enfim,

Δ estaria também na dependência de S/A, mas esta relação é imposta em limites bastante estreitos para as condições de duração da permanência e do tempo de contato.

c) O comprimento L do aparelho no qual se efetua a difusão deve ser o maior possível. Pode-se tirar proveito deste fator, porém é preciso ter cuidado, porque a duração da permanência e, conseqüentemente, a inversão, aumentam com o comprimento do percurso. Além do mais, observa-se que este fator se confunde bastante com o fator tempo (cf. fórm. 24.8).

DIFUSÃO E LIXIVIAÇÃO

Nos parágrafos precedentes, empregamos a expressão "difusão" sem comentários. A difusão foi definida (p. 396) como um fenômeno de osmose. Isto é exato para a beterraba; para a cana, a membrana das células, mesmo liberada de seus colóides pelo calor, apresenta-se especialmente refratária à osmose. Numa difusão de cana, a parte de açúcar extraída por difusão real, isto é, por osmose, é muito pequena, cerca de 3%, por exemplo: seria necessário um tempo considerável e proibitivo (3 a 5 horas) para extrair todo o açúcar por apenas este meio. Na realidade, a extração efetua-se graças à ruptura das células e à lavagem destas com a água ou o caldo em que estão mergulhadas. A expressão "difusão" é, portanto, imprópria, se usada no sentido de permuta por osmose; torna-se mais apropriada se é usada no sentido de permuta entre fases de concentrações diferentes em contato livre (é este o sentido dado, por exemplo, à experiência de Berthollet sobre a "difusão" dos gases), porém, na realidade, a extração que se diz ser por difusão, na fabricação do açúcar de cana, é um processo de lixiviação, de lavagem, muito mais próximo da embebição nas moendas do que do meio de extração utilizado na fabricação do açúcar de beterraba.

Além do mais, a maioria das leis da difusão osmótica aplica-se à lixiviação, apenas os coeficientes de tempo e de eficiência mudam, e, tanto neste capítulo como nos seguintes, a expressão "difusão" continuará a ser utilizada, sendo suficiente assinalar aqui a maneira como este fenômeno deve ser compreendido.

Esta observação demonstra a importância da preparação da cana na difusão: a extração depende muito da proporção de células rompidas e da possibilidade de acesso do líquido de extração a estas células.

De outro lado, enquanto, na fabricação do açúcar de beterraba, a difusão permite melhorar a pureza, graças à permeabilidade osmótica superior da sacarose em relação à das impurezas, na fabricação do açúcar de cana o aumento de pureza será bem mais baixo, porque a lixiviação arrasta tanto a sacarose como as impurezas para o caldo obtido.

DIFUSÃO EM RECIPIENTES E DIFUSÃO CONTÍNUA

Durante muito tempo, a difusão das beterrabas se operava em recipientes. Efetuava-se principalmente no sentido vertical, conforme o indica o tubo da figura 24.1. Como o comprimento, isto é, a altura necessária, neste caso, era muito importante, cerca de 30 m, este tubo vertical era decomposto em 9, 12 ou 14 pedaços, ou, com outras palavras, em 9, 12 ou 14 recipientes justapostos, dos quais um se esvaziava e o outro se enchia, sendo que os restantes eram

ligados de maneira a formar o tubo vertical com a altura necessária (fig. 24.2, emprestada pelo Sr. Dubourg).

Este mesmo modo de disposição foi inicialmente adotado para a cana, no Egito.

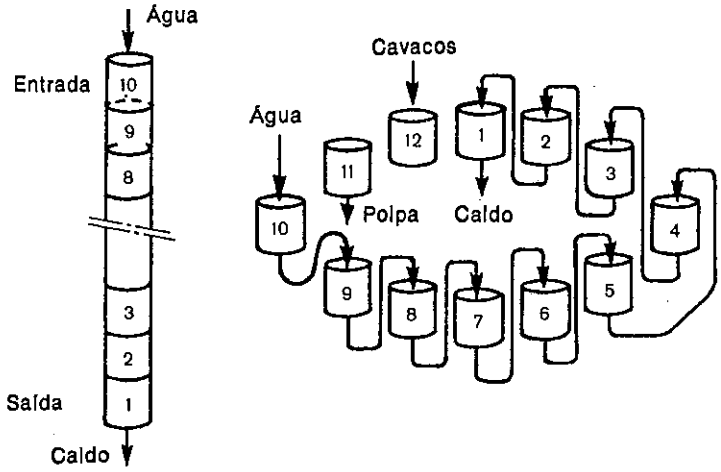


FIG. 24.2. — Difusão em recipientes.

A complicação do sistema de torneiras e das operações nestas séries de recipientes difusores e o êxito dos difusores contínuos fizeram com que os últimos substituíssem completamente os primeiros. Então, também as usinas de açúcar de cana se interessaram pela difusão. Hoje em dia, os únicos difusores que se instalam, seja para a beterraba ou para a cana, são difusores contínuos, os quais serão estudados mais adiante.

Os difusores contínuos subdividem-se em 2 modelos:

a) Os difusores contínuos propriamente ditos, ou difusores contínuos com vazão ininterrupta, nos quais o termo contínuo deve ser tomado no sentido matemático da palavra: o esgotamento processa-se segundo uma curva exponencial regular e contínua (fig. 24.3).

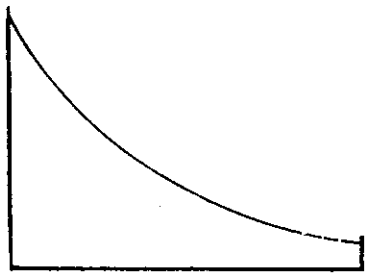


FIG. 24.3. — Difusão contínua propriamente dita. Curva de esgotamento.

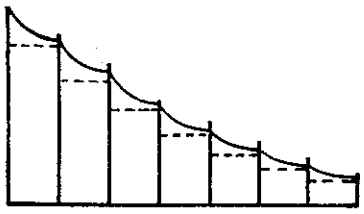


FIG. 24.4. — Difusão "contínua" em degraus. Curva de esgotamento.

b) Os difusores contínuos em degraus, nos quais a curva de extração é substituída por uma sucessão de pequenos degraus, segundo os quais se processa a extração (fig. 24.4).

Megaço. — O bagaço extraído que sai do difusor sem ter sido prensado é impregnado de água. Sua umidade é de cerca de 85%. Portanto, é uma matéria muito diferente do bagaço que sai das moendas e, principalmente, do bagaço final, com 45 a 50% de umidade. Será designado a partir de agora pela palavra "megaço", nome antigo, utilizado há dois ou três séculos como sinônimo de bagaço, quando este era muito úmido, e que será aqui empregado para evitar a confusão com a matéria que sai das moendas.

DIFUSÃO DA CANA E DIFUSÃO DO BAGAÇO

Há duas maneiras de se extrair o açúcar da cana por difusão.

A primeira é a *difusão pura,* ou *difusão da cana.* Seu método é perfeitamente similar àquele empregado para as beterrabas: prepara-se a cana, cortando-a em pedaços por meio da navalha, shredder ou desintegrador e, em seguida, é enviada ao difusor. Conservou todo seu peso e contém, assim, todo seu açúcar. Se a usina mói 100 TCH com 14% de açúcar, as 100 TCH e as 14 t de açúcar passam pelo difusor.

A segunda maneira é a *difusão após moendas,* ou *difusão do bagaço.* A cana, preparada como para a extração pelas moendas, passa primeiro numa moenda, excepcionalmente por duas, a qual extrai a maior quantidade de caldo possível, ou seja, cerca de 65 a 70% do açúcar, e é o bagaço resultante que vai ao difusor. Este recebe apenas 30 a 35 t, de 100 TCH. Esta última solução corresponde à idéia de que, se é muito oneroso utilizar 4, 5 ou 6 moendas para extrair cerca de 94 a 96% do açúcar da cana, é bem mais conveniente utilizar apenas 1 moenda para extrair 70%: isto representa um rendimento de 70 contra 16 a 23 por moenda, e, portanto, é 3 a 4 vezes mais alto. Além disso:

a) A passagem por uma 1.ª moenda com ranhuras grandes completa muito bem a preparação da cana, visando a difusão.

b) Os riscos de inversão e de fermentação durante a difusão só atingem cerca de 30% do açúcar, em vez de 100%.

c) O difusor pode ser bem mais curto, porque a matéria a ser lixiviada contém apenas 4 a 14% do açúcar primitivo. Pode ser mais encurtado ainda, porque uma extração um pouco mais fraca destes 30% restantes não seria muito importante: desejando alcançar uma mesma porcentagem de extração, por exemplo, 97%, como no primeiro caso, a extração total seria:

$$70\% + (30 \times 0{,}97)\% \approx 99\%$$

índice impossível de ser alcançado, na prática. Porém, para alcançar os 97%, seria suficiente extrair 90% no difusor, porque:

$$70\% + (30 \times 0{,}90)\% = 97\%$$

Portanto, o difusor é bem mais curto e muito mais simples, fazendo jus a uma extração maior.

Por outro lado, a largura e a seção deste difusor devem ser praticamente as mesmas que no caso da difusão da cana, porque a quantidade de fibra colocada é a mesma e a afinidade do bagaço com o caldo faz com que absorva uma quantidade de caldo quase igual à original e será, portanto, um peso equivalente de matéria que passará pelo difusor: a partir da sua entrada no difusor, o bagaço reabsorve uma quantidade de caldo igual àquela extraída pela moenda e a arrasta consigo ao longo do difusor. É desta matéria e deste caldo que o líquido de extração, correndo em sentido inverso, deverá retirar o açúcar restante. Entretanto, há sempre uma pequena diminuição das dimensões transversais do difusor, porque, sendo a extração desejada menos alta, pode-se permitir uma permanência mais curta, uma velocidade de trânsito maior e, portanto, um recipiente um pouco mais estreito.

Nos dois casos, tratando-se de difusão de cana ou de difusão de bagaço, não se pode deixar o megaço neste estado: a usina de açúcar necessita de combustível e é absolutamente impossível queimar o megaço, devido à sua umidade. Assim, de qualquer maneira, é necessário prensar este megaço para retirar o excesso de caldo. Como no Havaí, é possível utilizar uma prensa nova e especial, como a prensa French (fig. 24.26), a qual, por um transportador helicoidal, força a passagem do megaço para uma seção cada vez mais estreita. Porém, como a maioria das usinas que instalam uma difusão já possui moendas, o mais simples é fazer passar o megaço em 1 ou 2 moendas. Se os rolos possuem dimensões muito grandes, 1 moenda poderá ser o suficiente. Senão, são geralmente necessárias 2 moendas para trazer o megaço de 85% a cerca de 48% de umidade, ou, em outras palavras, para conseguir bagaço comum, que possa ser queimado nos fornos das caldeiras.

Vê-se, portanto, que a difusão da cana necessita, normalmente:

2 navalhas (eventualmente 1 shredder) + 1 difusor comprido + 2 moendas,

enquanto a difusão do bagaço necessita:

2 navalhas (eventualmente 1 shredder) + 1 moenda + 1 difusor curto + 2 moendas.

DIFERENTES APARELHOS DE DIFUSÃO

São os seguintes os métodos de difusão que atualmente (1967) ocupam um lugar mundial na fabricação do açúcar de cana:

Difusão D.d.S.
„ de Smet
„ B.M.A. egípcia
„ Silver.

Serão examinados sucessivamente.

Difusão D.d.S.

Descrição do difusor D.d.S. — D.d.S. são as iniciais de "De Danske Sukker-fabrikker". É a firma produtora da maior parte do açúcar dinamarquês;

também fabrica equipamentos para usinas de açúcar. H. Brueniche-Olsen criou e aperfeiçoou um modelo de difusor que, na atualidade, é o único difusor contínuo propriamente dito, para a cana (cf. p. 402).

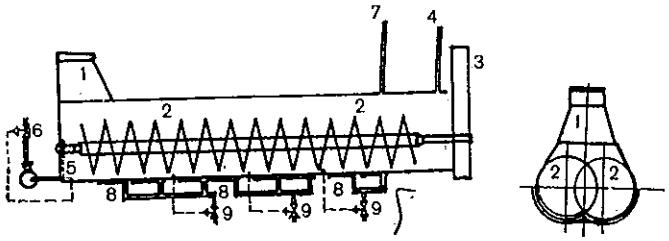


FIG. 24.5. — Difusão D.d.S. Corte longitudinal e vista de frente.

É composto (fig. 24.5) por um gamelão (2), com uma inclinação de cerca de 4 a 7°. Na extremidade mais baixa, recebe o bagaço ou os cavacos de cana, pelo chute (1). Este gamelão apresenta uma forma em ω e possui dois eixos, cada um sustentando uma hélice com espirais de chapa perfurada, girando em sentidos inversos, de tal modo que a periferia das hélices sobe pelo lado interno comum e desce pelo lado externo (fig. 24.6). Estas hélices empurram o megaço para a extremidade mais alta, onde é expulso por uma roda de canecas (3). As duas pontas de eixo entre a roda e a extremidade superior apresentam segmentos de espiral em sentidos inversos, os quais mandam o megaço de volta à roda. Os eixos das 2 hélices distam $0{,}7D$, sendo D o diâmetro do rolo que cobre as espirais. Portanto, as espirais se intercalam, com uma diferença de um meio-passo. As espirais, na sua periferia, possuem dentes que passam bem perto do eixo da outra hélice. A finalidade desta disposição é evitar que o megaço se acumule no ângulo entre o eixo e suas espirais.

À extremidade superior, em (4), chega a água; um pouco acima, em (7), os caldos diluídos das moendas de última extração. O caldo escorre ao longo da inclinação, contra a corrente do megaço e sai em (5), na parte inferior, atrás duma chapa perfurada que filtra os pedaços de bagaço. Sua vazão é controlada automaticamente pela válvula (6), que mantém o nível desejado do caldo no gamelão. A inclinação do gamelão é calculada para que este nível seja o mesmo em todo ele.

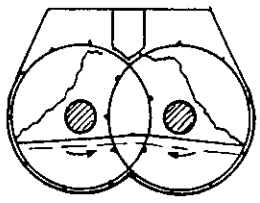


FIG. 24.6. — Difusão D.d.S. Corte transversal.

Fundos duplos (8) circundando o fundo do gamelão recebem vapor e esquentam o gamelão e seu conteúdo, sendo que as válvulas (9) reguladoras do vapor são controladas automaticamente por reguladores de temperatura, os quais mantêm o caldo a uma temperatura regulável de aproximadamente 65 a 70°C. As extremidades superior e inferior do gamelão não possuem fundo duplo; em conseqüência, o bagaço novo, chegando a (1), esfria o caldo de difusão, que sai com cerca de

50°C, e o megaço expulso em (3) é levado a uma temperatura próxima à da água acrescentada. Esta pode ser água dos últimos corpos de evaporação, a 60°C, mais ou menos, ou água nova.

As hélices giram a uma velocidade regulável entre 0,5 e 2 rpm, em geral 1 rpm. Um dispositivo elétrico varia alternativamente esta velocidade de ± 5%, estando a hélice da esquerda com + 5% quando a hélice da direita está com − 5%. Esta oscilação faz com que as espirais de uma hélice compensem todo o espaço livre existente entre as espirais da outra hélice, as espirais aproximando-se e afastando-se alternadamente e ocasionando uma pequena compressão do megaço, a qual produz sobre este o mesmo efeito obtido pela compressão duma esponja: o caldo contido é parcialmente espremido e renovado e, desta maneira, sua fibra passa 20 a 30 vezes, durante seu percurso no gamelão, de cerca de 13% a 25%, o que contribui para melhorar a extração.

A permanência da cana no gamelão é de quase 30 minutos, a do caldo, mais ou menos 20 minutos. Entretanto, uma fração do caldo que chegou à parte inferior é reabsorvida pelo bagaço que entra e levada com ele à parte superior. Como conseqüência, certas partes do caldo podem percorrer duas ou mais vezes o trajeto antes de serem expulsas sob forma de caldo de difusão.

Por causa do *p*H baixo dos caldos de cana (cerca de 5,5), a firma D.d.S. fabrica seu difusor em aço inoxidável: eixos e hélices em inoxidável maciço, o gamelão em aço comum, com o interior revestido por uma chapa inoxidável. O emprego do aço inoxidável nestas condições aumenta o preço do difusor em cerca de 10 a 15%, em relação ao aço comum, porém o desgaste é praticamente nulo.

Consumo de vapor. — A difusão D.d.S. é especialmente econômica em calorias. Com efeito, supõe-se que a água venha das últimas caixas de evaporação e esteja aproximadamente a 60°C. O vapor de aquecimento, tendo que esquentar só até 65 ou 70°C, pode ser vapor de sangria do 1.° ou até do 2.° corpo e deve injetar apenas um pequeno complemento de vapor direto, para manter 65 ou 70°C. Finalmente, gastam-se apenas cerca de 2,5 de vapor do 2.° corpo % de cana, ou 25 kg por TC. Recupera-se um caldo de difusão a 50°C.

Potência. — Também a potência necessária é pequena. Para um difusor de 60 TCH, cada hélice é movida por um motor com corrente contínua de 35 CV, por intermédio de redutores e eixos de cardan. A corrente contínua é fornecida por um grupo formado por um motor assíncrono de 90 CV, o qual move uma geratriz com excitação separada. Com a roda de expulsão e os condutores, a potência total necessária para a difusão é de cerca de 1,8 a 2 CV por TCH.

Automatização. — Uma passarela permite passar sobre o difusor. Ao lado, um quadro sinótico e com acionamento possui todos os instrumentos indicadores e registradores da temperatura e da vazão. O condutor que traz o bagaço da 1.ª moenda possui uma balança integrada, cuja pesagem contínua regula a vazão da água, que é, deste modo, constantemente proporcional à tonelagem a ser moída. Da mesma maneira, a vazão do caldo de difusão é controlada pelo nível do caldo no gamelão.

É preciso cuidar de que não falte água na parte superior do difusor. Deixando a possibilidade de regular a entrada de água de embebição ao operário

encarregado das moendas, esta tubulação deve ter uma saída livre do lado da entrada (4), de maneira que a quantidade total de água acrescentada não seja influenciada por uma obstrução ou eventual redução da embebição.

Esquema da circulação das matérias. — A água pode ser enviada diretamente à cabeça do difusor, conforme foi indicado, porém é vantajoso colocá-la, sob a forma de embebição,entre as duas moendas de reprensagem: pode-se constatar que a extração melhora com esta medida. Assim, o caldo diluído da última moenda é, por exemplo, peneirado numa peneira D.S.M. (cf. p. 392) ou numa peneira vibratória e enviado novamente a (4), na parte de cima do difusor. O caldo da 1.ª moenda de reprensagem pode ser tratado da mesma maneira e mandado novamente a (7); o bagacilho das duas peneiras é reenviado à 1.ª moenda de reprensagem, com o megaço.

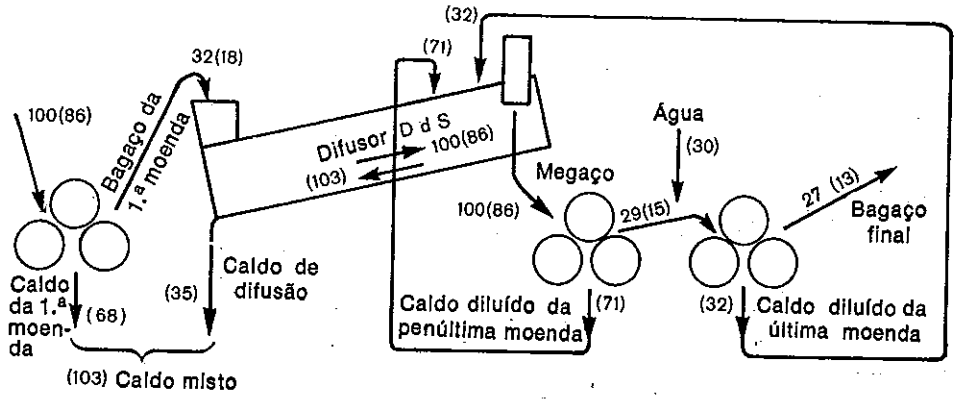


FIG. 24.7. — Difusão D.d.S. Balanço de materiais.

Se o bagacilho das duas moendas de reprensagem não for demasiado e não contiver pedaços muito grandes, pode-se, ainda mais facilmente, mandar estes caldos de volta a (4) e a (7), por meio de bombas com rotor aberto, o que evita e economiza as peneiras.

Acima é dado o esquema da circulação, com os valores médios das quantidades relacionados a 100 de cana (fig. 24.7).

N.B. — Os pesos indicados incluem líquido e fibra. Os pesos dos líquidos em separado estão entre parêntesis.

Tempo de permanência. — No interior do difusor, o volume de megaço representa apenas cerca de 30 a 40% do volume do gamelão (fig. 24.6). Os eixos das hélices são apenas parcialmente cobertos pelo montículo de megaço. Se a massa em trânsito no gamelão é 100 e a densidade aparente média desta mistura 0,7, seu volume será de:

$$100 : 0{,}7 = 143 \text{ dm}^3 \text{ \% kg}$$

de cana, e a "compactação" no gamelão:

$$\frac{32}{0{,}143} = 225 \text{ kg/m}^3$$

Denomina-se compactação a relação do peso da matéria a ser extraída, colocada no gamelão, com o volume total de matéria em trânsito no gamelão. A compactação permite calcular o tempo de permanência do bagaço no difusor. Se, por exemplo, o volume total do gamelão é 200 m³ e o megaço ocupa 35% do volume, ou:

$$200 \times 0{,}35 = 70 \text{ m}^3,$$

o bagaço no difusor será: $225 \times 70 = 15\,750$ kg.

Ora, para 100 TCH, o peso do bagaço é:

$$100 \times 0{,}32 = 32 \text{ t/h} = 32\,000 \text{ kg/h}.$$

Donde o tempo de permanência:

$$\frac{15\,750 \times 60}{32\,000} = 30 \text{ minutos}.$$

Progressão no interior. — Sabe-se que o bagaço absorve a mesma quantidade de líquido necessária para reconstituir a cana. Portanto, os 32 de bagaço que entram no difusor absorvem e imobilizam 68 de caldo, assim que nele penetram. Portanto, as hélices empurram para cima 100 de megaço. Quando (fig. 24.7) se considera uma seção pela metade do difusor e se procura a igualdade dos pesos de matéria entrando e saindo da metade inferior, observa-se que 103 de caldo escorrem em sentido inverso ao do megaço no difusor. Isto é, um peso igual ao do caldo misto, do qual 68 são absorvidos pelo bagaço, quando de sua queda no difusor.

Capacidade. — A firma D.d.S. fabrica os seguintes modelos para as usinas de açúcar de cana:

QUADRO 24.1

Modelos de difusores D.d.S.

Capacidade em toneladas por		*Potência consumida por*		*Preços relativos*
dia	*hora*	*hélices*	*roda com canecas*	
1 000	42	50 CV	20 CV	0,85
1 500	63	70 »	25 »	1,00
2 000	84	150 »	30 »	1,28
3 000	126	300 »	50 »	1,75

Todos estes difusores possuem um gamelão com 15 m de comprimento e uma largura l, fornecida aproximadamente por:

$$l = 0{,}55\sqrt{A} \qquad (24.13)$$

l = largura do gamelão, em m;

A = capacidade do difusor, em TCH.

É possível adaptar a capacidade do difusor a uma tonelagem variável modificando a velocidade das hélices.

Preparação da cana. — Para a difusão D.d.S., a melhor preparação é por meio das navalhas. É útil ter 2 navalhas. Sua eficiência pode ser completada com um shredder, porém o bagaço do shredder é menos permeável ao caldo que o das navalhas, e o aumento de extração a ser esperado desta preparação aperfeiçoada corre o risco de ser anulado pelas dificuldades de regulagem e de funcionamento resultantes. De outro lado, acreditamos que uma 3.ª navalha muito eficiente deveria dar bons resultados.

Inclinação. — A inclinação normal do gamelão é de 4°. Havendo necessidade de fazer variar a preparação da cana, é prudente prever uma inclinação variável por meio de macacos. Para a cana preparada com shredder, por exemplo, seria necessário ter uma inclinação de cerca de 6°.

Quando a inclinação é variável, é necessário que as tubulações de vapor que chegam ao difusor terminem numa parte flexível. Para os tubos de água e de caldo diluído, podem-se alargar também os pontos (4) e (7) de entrada no difusor e dar-lhes a forma dum toro, tendo como centro o eixo de movimentação do gamelão: assim se evitam os tubos flexíveis, bastante frágeis.

Paradas prolongadas. — Por ocasião duma parada prolongada ou duma parada de fim-de-semana, esvazia-se o megaço do difusor, fazendo-o funcionar após a parada da moenda. De outro lado, é possível deixar o caldo durante 36 horas, sob a condição de lhe acrescentar formol.

Calagem. — Quando iniciamos o funcionamento da 1.ª difusão D.d.S., tivemos problemas na fabricação. Os senhores M. F. Walter e J. Neuville, experimentados e eminentes técnicos das usinas do Egito, completaram e auxiliaram nossa experiência, chamando nossa atenção para a dificuldade do tratamento dos caldos de difusão. A firma D.d.S. acredita que toda a adição de cal no gamelão é prejudicial, por causa da ação da cal sobre a fibra desintegrada do bagaço: dissolve pectinas e gomas, cuja influência nos cozimentos e na turbinagem é desastrosa no final da fabricação.

Por exemplo, sabe-se que, para fazer a massa de papel a partir do bagaço, este é finamente desfibrado e submetido durante várias horas a uma temperatura alta (140°C) e um *p*H elevado. Assim se dissolvem as pentosanas e as gomas da celulose e se obtém o "licor preto", o qual contém estes produtos de dissolução. Ora, o licor preto é um inimigo importante da cristalização. Com a calagem na difusão, estamos apenas com um *p*H de cerca de 8 e 70°C de temperatura, porém já há o perigo de produzir um pouco de licor preto. Portanto, é preciso evitar o mais possível que o bagaço muito desfibrado fique a uma temperatura e um *p*H elevados, na presença do caldo, para não paralisar a fabricação.

Sem nenhuma adição de cal, o *p*H no difusor está a cerca de 5,2 na parte inferior, na saída do caldo, e a cerca de 5,6 a 6 na parte superior, perto da entrada da água, conforme o *p*H desta água. Nestas condições, há o perigo de

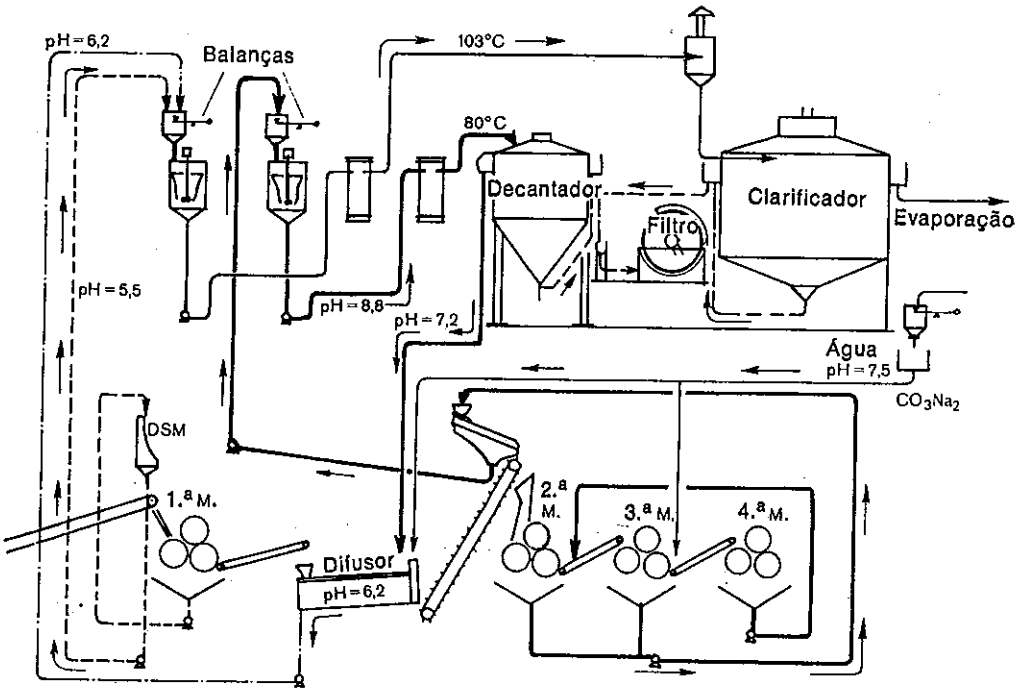


FIG. 24.8. — Difusão D.d.S. Tratamento dos caldos diluídos.

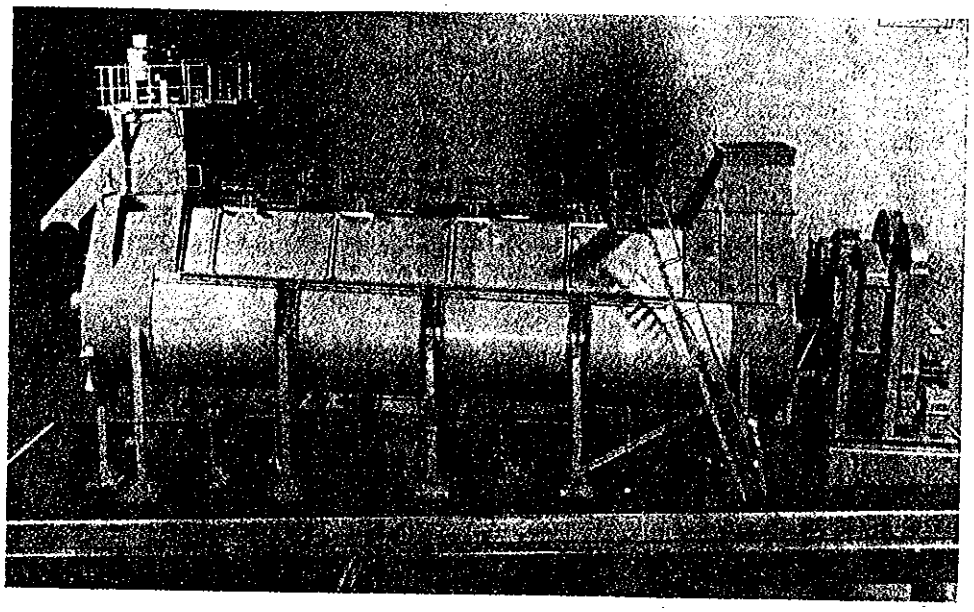


FIG. 24.9. — Disfusor D.d.S. Vista lateral.

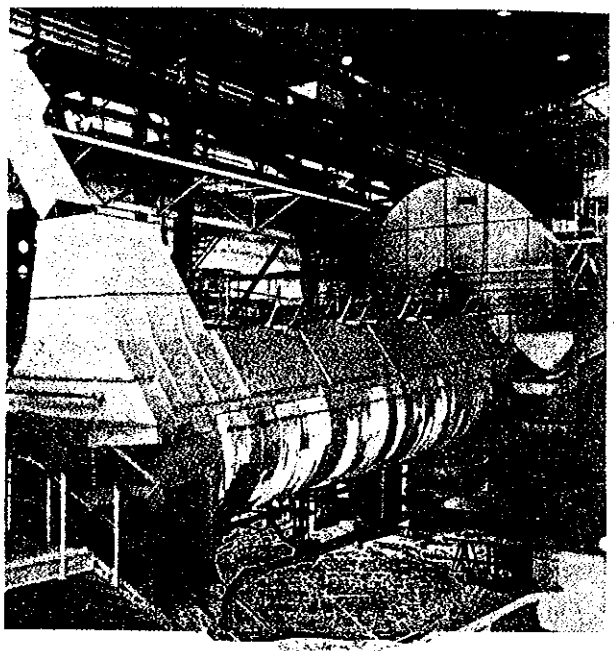


FIG. 24.10. — Difusor D.d.S.

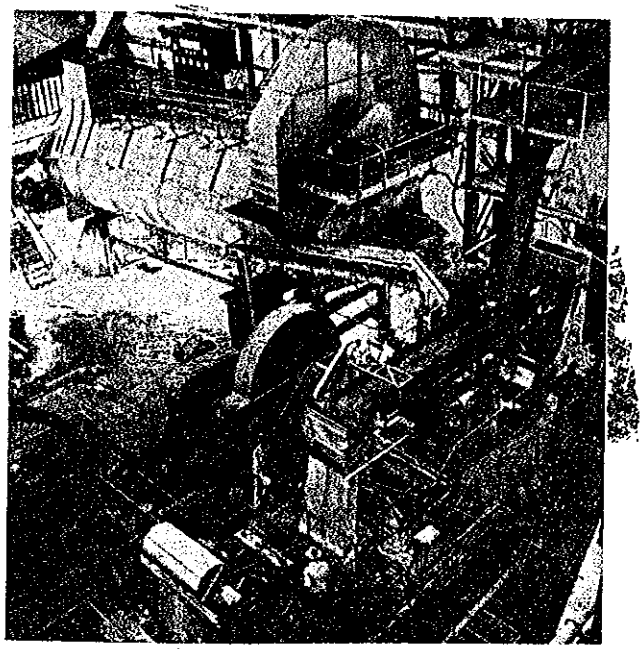


FIG. 24.10 *bis.* — Instalação dum difusor D.d.S. num tandem de moendas já existente.

inversão e deterioração do caldo. Se o esquema da figura 24.7 não levar a uma queda de rendimento, será, portanto, conservado. Caso contrário, aconselhamos colocar um mínimo de cal no difusor, tratando os caldos diluídos de reprensagem da seguinte maneira: peneiramento para livrá-los do bagaço fino neles contido, calagem a um *p*H de 7, aquecimento a 75°C para evitar as fermentações, decantação num clarificador ou decantador com um volume tal que permaneçam apenas um máximo de 40 a 60 minutos. Então, serão novamente mandados a (7), ao difusor. A calagem destes caldos diluídos será limitada à quantidade de leite de cal exatamente necessária para que o *p*H do caldo de difusão à saída do difusor seja de cerca de 6,0 (fig. 24.8).

Após a mistura do caldo de difusão com o caldo da 1.ª moenda, o caldo misto seguirá a mesma depuração habitual dos caldos de moendas clássicas.

Sem estas precauções, corre-se o grande risco de perder novamente, na fabricação, o aumento de extração ocasionado pela difusão. Às vezes, a perda pode até ser maior.

Eficiência do difusor. — Considera-se uma difusão D.d.S. de bagaço (fig. 24.11), e seja:

Peso de cana	100
Caldo % de cana	J
Peso de caldo restante no bagaço % de cana após a 1.ª moenda	G
Caldo fornecido pela 1.ª moenda % de cana	$J - G$

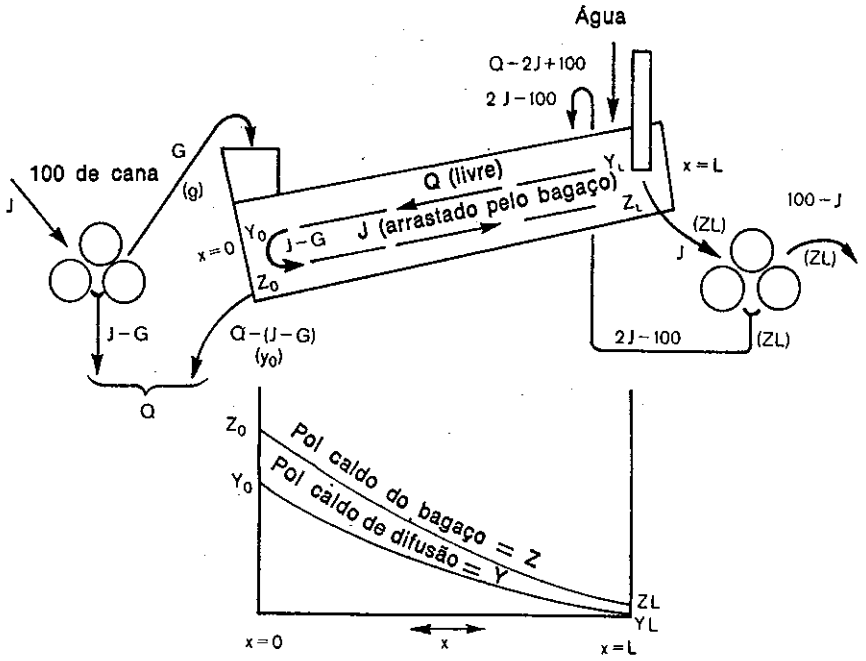


FIG. 24.11. — Difusão D.d.S. Eficiência.

Caldo misto	Q
Concentração em açúcar do caldo do bagaço	z
" " " " " extraído pela difusão	y
" " " " " restante no bagaço após a 1.ª moenda	g

É preciso lembrar que: *a*) Os pesos indicados no esquema (24.11) referem-se apenas aos líquidos, a fibra não foi levada em consideração.

b) Ao entrar no difusor, o bagaço absorve a mesma quantidade de caldo necessária para reconstituir o peso da cana. Portanto: Caldo restante no bagaço ou absorvido por este durante seu trajeto no difusor = J.

c) O peso de caldo expulso do difusor pela roda com canecas é bastante igual a J.

d) O peso de caldo livre no difusor (cf. p. 408) é igual ao peso de caldo misto = Q.

e) O peso de caldo de difusão = $Q - (J - G)$.

f) A fibra do bagaço final sendo suposta $\neq 50$, o peso de caldo no bagaço final é bastante igual ao peso de fibra = $100 - J$.

g) O peso dos caldos diluídos de reprensagem é, portanto: $J - (100 - J) = 2J - 100$.

h) O peso da água adicionada nas moendas de reprensagm e/ou no difusor = $Q - (2J - 100)$.

A eficiência duma difusão mede-se pela relação:

$$\varepsilon = \frac{z_L}{y_0} \tag{24.14}$$

da concentração do caldo restante no megaço com a concentração do caldo de difusão. É maior à medida que esta relação ε é menor.

Acabamos de efetuar várias hipóteses simplificadoras:

a) Igualdade do peso do megaço em trânsito no difusor e do peso de cana (portanto, dos pesos de caldo).

b) Igualdade do peso de megaço expulso e do peso de cana (caldo = J, nos dois casos). Na prática, o peso de megaço expulso é um pouco mais elevado (103 ou 105, por exemplo).

c) Supõe-se, igualmente, que os caldos diluídos possuem a mesma riqueza z_L que o megaço e, como conseqüência, também o caldo do bagaço final. Ora, felizmente, este último é sempre mais pobre.

Portanto, é possível contentar-se igualmente com fórmulas simplificadas decorrentes das estabelecidas por Brüniche-Olsen (S.L.E., p. 375, XIII, 72 e 73). Na realidade, todas estas simplificações modificam apenas muito pouco os resultados. São:

$$\begin{cases} z = a_1 \cdot e^{\Delta\left(1-\frac{J}{Q}\right)(L-x)} + a_2 & (24.15) \\ y = a_1 \cdot \frac{J}{Q} \cdot e^{\Delta\left(1-\frac{J}{Q}\right)(L-x)} + a_2 & (24.16) \end{cases}$$

Estas fórmulas foram estabelecidas para J e Q calculados em volume. Como estas duas variáveis intervêm apenas por sua relação e como as densidades dos dois caldos são muito próximas, é possível admitir, sem cometer um erro considerável, que estas fórmulas continuem válidas para J e Q calculados em peso.

z = concentração do caldo no megaço, à distância x da extremidade inferior do difusor;

y = concentração do caldo no caldo de difusão, à distância x da extremidade inferior do difusor;

Δ = coeficiente de difusão;

a_1 e a_2 = constantes de integração.

Determinam-se estas constantes. Faz-se: $x = L$. Segue-se:

$$\begin{cases} z_L = a_1 + a_2 \\ y_L = a_1 \frac{J}{Q} + a_2 \end{cases} \qquad (24.17)$$

Fazendo $x = 0$:

$$\begin{cases} z_0 = a_1 \cdot e^{\Delta L\left(1-\frac{J}{Q}\right)} + a_2 \\ y_0 = a_1 \cdot \frac{J}{Q} \cdot e^{\Delta L\left(1-\frac{J}{Q}\right)} + a_2 \end{cases} \qquad (24.18)$$

Estabelece-se:

$$e^{\Delta L\left(1-\frac{J}{Q}\right)} = E$$

e elimina-se a_1 e a_2:

$$a_2 = z_L - a_1$$

$$y_L = a_1 \cdot \frac{J}{Q} + z_L - a_1 \qquad \text{donde:} \qquad a_1 = \frac{z_L - y_L}{1 - \frac{J}{Q}} \qquad (24.19)$$

Substituindo em (24.18):

$$z_0 = \frac{z_L - y_L}{1 - \frac{J}{Q}} \cdot E + z_L - \frac{z_L - y_L}{1 - \frac{J}{Q}}$$

ou:

$$z_0 = z_L + \frac{z_L - y_L}{1 - \frac{J}{Q}}(F - 1) \qquad (24.20)$$

A 2.ª equação, (24.18), fornece, da mesma maneira:

$$y_0 = a_1 \frac{J}{Q} \cdot E + z_L - a_1 \quad \text{donde:} \quad a_1 = \frac{y_0 - z_L}{\frac{J}{Q} \cdot E - 1} \qquad (24.21)$$

Igualando os dois valores (24.19) e (24.21) de a_1, extrai-se:

$$y_L = z_L - \frac{1 - \frac{J}{Q}}{\frac{J}{Q} E - 1}(y_0 - z_L) \qquad (24.22)$$

Porém, a concentração da mistura pobre admitida na extremidade $x = L$ do difusor será:

$$Q \cdot y_L = (Q - 2J + 100)0 + (2J - 100)z_L \quad \text{donde:} \quad y_L = \frac{2J - 100}{Q} \cdot z_L \qquad (24.23)$$

Eliminando y_L entre (24.22) e (24.23):

$$y_0 \cdot \frac{1 - \frac{J}{Q}}{\frac{J}{Q} \cdot E - 1} = z_L \left(1 - \frac{2J - 100}{Q} + \frac{1 - \frac{J}{Q}}{\frac{J}{Q} \cdot E - 1} \right)$$

donde:

$$\boxed{\varepsilon = \frac{z_L}{y_0} = \frac{Q - J}{(Q - 2J + 100)\frac{J}{Q} \cdot e^{AL\left(1 - \frac{J}{Q}\right)} + J - 100}} \qquad (24.24)$$

Observa-se que, desejando y_0, podemos obtê-lo estabelecendo que o açúcar fornecido pela cana se encontra no caldo da 1.ª moenda, no caldo de difusão e no bagaço final:

$$JS = (J - G)S_1 + (Q - J + G)y_0 + (100 - J)\varepsilon y_0 \qquad (24.25)$$

S = açúcar % do caldo absoluto:

S_1 = „ „ „ „ primário.

Donde:

$$y_0 = \frac{JS - (J - G)S_1}{Q - J + G + (100 - J)\varepsilon} \qquad (24.26)$$

Desejando z_0, teríamos, na extremidade $x = 0$ do difusor:

BIBLIOTECA
Gen. A. Tavares Correia
SERTÃOZINHO

$$J \cdot z_0 = G \cdot g + (J - G) y_0 \qquad (24\text{-}27)$$

donde z_0.

Exponencial. — Estabelecemos:

$$E = e^{\Delta L\left(1 - \frac{J}{Q}\right)}$$

Com efeito, foi necessário dar esta forma ao expoente, para poder estudar a extração em todo o difusor, de $x = L$ a $x = 0$. Porém, o comprimento L não intervém. Com efeito, o coeficiente Δ é o produto de dois fatores:

a) Um fator, p, dependente da preparação mais ou menos completa da cana e também das características particulares da fibra da cana.

b) Um fator dependente da duração de retenção t no difusor. Com outras palavras, Δ é inversamente proporcional à velocidade de progressão v da matéria no gamelão. Portanto, tem-se:

$$\Delta = \frac{p}{v} = \frac{p}{\frac{L}{t}} = p \cdot \frac{t}{L}. \qquad \text{Donde:} \quad \Delta L = p \cdot t \qquad (24.28)$$

Portanto, o expoente se escreve:

$$E = e^{\Delta L\left(1 - \frac{J}{Q}\right)} = e^{\left(1 - \frac{J}{Q}\right) pt} \qquad (24.29)$$

Supondo conveniente calcular t em minutos, o coeficiente p será de cerca de 0,12 a 0,15 e variará em torno destes valores, em função da influência da preparação e da característica da fibra da cana. Brüniche-Olsen indica (STR, Vol. I, n.º 1, p. 24): $p = 0{,}24$ a $0{,}28$.

Exemplo. — Para se ter uma idéia, tomam-se valores médios, respeitando, ao mesmo tempo, as hipóteses emitidas:

$$f = \text{fibra da cana} = 14 \quad \text{donde:} \quad J = 100 - 14 = 86$$

$$Q = \text{caldo misto} = 103 \quad \text{donde:} \quad \frac{J}{Q} = \frac{86}{103} = 0{,}835$$

$$2J - 100 = \text{caldos diluídos} = 72.$$

Temos:

$$\varepsilon = \frac{103 - 86}{(103 - 72)0{,}835 \cdot e^{0{,}165pt} + 86 - 100} = \frac{17}{25{,}885\, e^{0{,}165pt} - 14}$$

$$\varepsilon = \frac{0{,}657}{e^{0{,}165pt} - 0{,}54} \qquad (24.30)$$

Tendo-se: $p = 0{,}13$ e $t = 30$ minutos, obter-se-á:

$$0{,}165 \times 0{,}13 \times 30 = 0{,}643 \qquad \log e^{0{,}643} = 0{,}643 \times 0{,}4343 = 0{,}2793$$

$$e^{0{,}643} = 1{,}90 \qquad \varepsilon = \frac{0{,}657}{1{,}90 - 0{,}54} = 0{,}483$$

e, se: y_0 = açúcar % do caldo de difusão = 8%

z_L = " " " " do megaço = 8 × 0,483 = 3,86%.

Efeito da reprensagem. — A quantidade de açúcar encontrada no caldo do megaço é surpreendente. Porém, as moendas de reprensagem diminuem muito este teor, até uma proporção de cerca de 3/4. Havendo 3,86% de açúcar no caldo do megaço, obter-se-á apenas cerca de:

$$3{,}86 \times 0{,}75 = 2{,}90\%$$

no caldo do bagaço final. Se este tiver 50% de fibra, conterá apenas cerca de σ = 1,45% de açúcar, quantidade bastante aceitável.

O coeficiente 0,75 exige, entretanto, que uma boa quantidade de água tenha sido colocada entre as duas últimas moendas, sob forma de embebição.

Esta observação é verdadeira para todos os tipos de difusão com reprensagem.

Influência do tempo de retenção. — Para conhecer esta influência, far-se-á variar o fator expondo t na fórmula (24.30). Isto fornece a curva da figura (24.12).

O açúcar % de bagaço final, σ, foi posto em ordenada.

Os valores abaixo de 15 minutos acham-se em uma zona em que as fórmulas não são mais válidas.

Inversamente, os tempos de retenção ultrapassando 45 minutos levariam a perdas superiores ao aumento de extração teórico indicado pela curva. É preciso levá-la em consideração, principalmente no espaço de tempo compreendido entre 20 e 45 minutos.

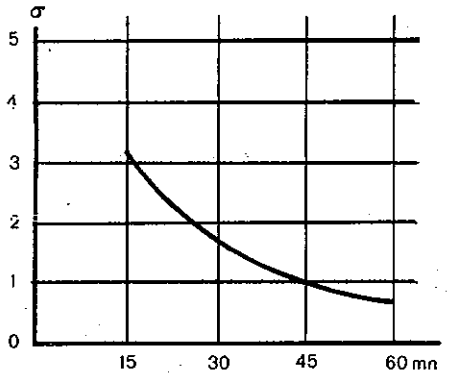


FIG. 24.12. — Influência do tempo de retenção.

Influência da trasfega. — Tomando-se novamente os mesmos valores médios que no exemplo acima, acrescentando t = 30 minutos e diminuindo a trasfega Q (ou peso de caldo misto), que se fará variar em redor de seus valores médios, teremos (fórms. 24.26 e 24.24):

$$\sigma = \frac{z_L}{2} = \frac{y_0 \cdot \varepsilon}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{JS - (J - G)S_1}{Q - J + G + (100 - J)\varepsilon} \cdot \frac{Q - J}{(Q - 2J + 100)\dfrac{J}{Q} e^{pt\frac{Q-J}{Q}} + J - 100} \qquad (24.31)$$

ou seja, com os valores escolhidos:

$$\sigma = \frac{1}{2} \cdot \frac{(86 \times 17) - (68 \times 18)}{Q - 68 + 14\varepsilon} \times \frac{Q - 86}{\left(\dfrac{Q - 72}{Q}\right) 86 \cdot e^{5{,}4\frac{Q-86}{Q}} - 14}$$

ou:

$$\sigma = \frac{119}{Q - 68 + 14\varepsilon} \times \frac{Q - 86}{\frac{Q - 72}{Q} \cdot 86 \cdot e^{5{,}4\frac{Q-86}{Q}} - 14} \qquad (24.32)$$

Calcular-se-á a última fração antes da precedente, para incluir nesta o valor exato de ε.

Conferindo a Q vários valores, repartidos entre $Q = 90$ e $Q = 110$, obtém-se a curva da figura 24.13.

Por causa dos cálculos de aproximação que foram admitidos, os valores obtidos na prática são superiores em cerca de 10 a 20%.

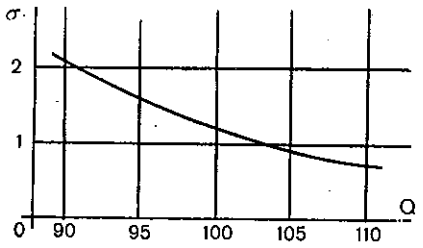


FIG. 24.13. — Influência da trasfega.

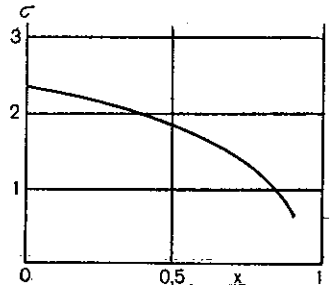


FIG. 24.14. — Influência da extração da 1.ª moenda.

Influência da extração da 1.ª moenda. — A extração da 1.ª moenda, em princípio, não influencia a eficiência ε da difusão. Entretanto, exerce uma influência considerável sobre a extração total, pelo fato de que, à medida que aumenta, diminui a concentração y_0 do caldo de difusão, conforme é demonstrado pela fórmula (24.26) e, conseqüentemente, a concentração z_L do caldo do megaço final.

Tomar-se-á como variável x a extração de caldo da 1.ª moenda:

$$x = \frac{J - G}{J} \qquad G = J(1 - x)$$

e supor-se-á (o que, aliás, é só aproximado, com exceção dos valores extremos de x: $x = 0$ e $x = 1$, porque esta variação não é linear) que (cf. fórm. 24.26):

$$S_1 = S + 2(1 - x) \qquad (24.33)$$

Conservam-se ainda os mesmos valores médios. Tem-se:

$$\sigma = \frac{z_L}{2} = \frac{\varepsilon}{2} \cdot y_0 = \frac{\varepsilon}{2} \cdot \frac{JS - (J - G)[S + 2(1 - x)]}{Q - (J - G) + (100 - J)\varepsilon}$$

ou:

$$\sigma = \frac{\varepsilon}{2} \cdot \frac{JS - Jx[S + 2(1 - x)]}{Q - Jx + (100 - J)\varepsilon} = \frac{J\varepsilon}{2} \cdot \frac{(S - 2x)(1 - x)}{Q - Jx + (100 - J)\varepsilon} \qquad (24.34)$$

Com os valores escolhidos:

$$\sigma = 15{,}05 \cdot \frac{(17 - 2x)(1 - x)}{107{,}9 - 86x} \qquad (24.35)$$

o que fornece a curva da figura 24.14, interessante em 2 lugares: *a*) em $x = 0$ (difusão da cana); *b*) entre $x = 0{,}4$ e $x = 0{,}8$, valores possíveis da extração de caldo da 1.ª moenda.

Características particulares. — Para a cana, a difusão D.d.S. é a única difusão contínua propriamente dita. É simples, não é onerosa e ocupa relativamente pouco espaço. Parece indicada para as usinas pequenas e médias.

Deve ser reservada à difusão do bagaço.

Entretanto, exige bastantes precauções quanto à circulação dos caldos, sobretudo dos caldos diluídos, e em especial com o emprego da cal, que deve ser reduzido a um mínimo, no interior do difusor, para não se correr o risco de perder novamente o benefício da alta extração obtida.

Difusão de Smet

Descrição. — O difusor de Smet (fig. 24.15) é formado por um gamelão comprido, contendo um transportador horizontal sobre o qual se coloca a cana desfibrada ou o bagaço a ser esgotado, em uma camada com espessura uniforme. Durante todo seu trajeto, do começo ao fim do gamelão, esta camada é abun-

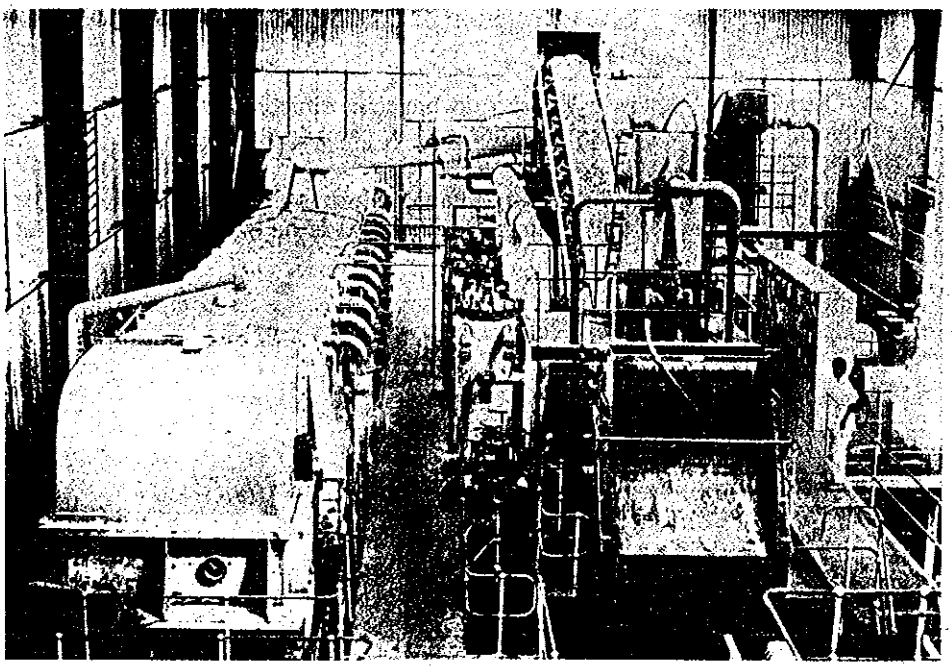


FIG. 24.15. — Difusor de Smet.

dantemente regada com o líquido de extração. Por baixo da camada, o fundo do gamelão é formado por 11 ou 17 tremonhas justapostas, as quais recebem o caldo que atravessou a camada. Com efeito, o estrado do transportador é formado por uma grade, em aço inoxidável, que deixa passar o caldo. Uma bomba toma novamente o caldo retido na tremonha e o envia ao distribuidor seguinte, colocado acima da tremonha precedente, de modo que o caldo retrocede de tremonha em tremonha, desde a extremidade de saída até a extremidade de entrada do bagaço. Portanto, assim se obtém um esgotamento contra a corrente. A última tremonha da saída (em relação ao megaço) acha-se por baixo do primeiro distribuidor, que recebe a água fresca. A primeira tremonha da entrada é seguida, por um compartimento que recebe o caldo de difusão, que atravessou 10 ou 16 vezes a camada de megaço. Deste compartimento, uma última bomba toma este caldo e o envia através de um ou dois aquecedores à moega de recepção do bagaço, que serve, ao mesmo tempo, como aquecedor. Na saída, um nivelador faz cair o megaço numa calha, donde é enviado às moendas de reprensagem. Os caldos diluídos de reprensagem são mandados ao difusor, em cima da 2.ª ou 3.ª tremonha a partir da última.

Para economizar os motores, as 9 ou 15 bombas de retorno do caldo são agrupadas em 3 sobre um mesmo eixo e acionadas por um mesmo motor (fig. 24.19).

Os distribuidores de caldo podem ser deslocados de 400 mm para a frente ou para trás, para diminuir ou aumentar a reciclagem do caldo ao longo das tremonhas, tendo em vista chegar às condições ótimas de difusão sólido-líquida.

Modelos. — Há 2 modelos:

a) O modelo TS, para a difusão do bagaço: difusor curto, em geral com 9 tremonhas, 35,8 ou 39,5 m de comprimento, camada de bagaço de 1 a 2 m de espessura.

b) O modelo TN, para a difusão da cana: difusor comprido, geralmente com 15 tremonhas, 48,3 ou 52 m de comprimento, camada de bagaço de 1 a 2 m de espessura.

O difusor de Smet apresenta apenas uma diferença de comprimento para os 2 modelos. A largura do condutor é a mesma: 24 mm por TCH.

Zonas. — Distinguem-se 3 zonas ao longo do difusor:

a) A zona de aquecimento, ocupando cerca de 4,150 m.

b) A zona de recirculação, vindo a seguir, ocupando 4,150 m.

c) A zona de difusão, que ocupa 18,900 m (TS, 9 tremonhas de 2,1 m) ou 31,500 m (TN, 15 tremonhas de 2,1 m).

Potência. — A potência instalada é calculada em 2 a 2,4 CV/TCH, para uma difusão TS; em 2,5 CV/TCH, para uma TN. A potência consumida é 10 a 15% mais baixa. Estes valores correspondem ao difusor e ao desempenho de seu acionamento e bombas.

Consumo de vapor. — Com vapor a cerca de 105°C, é preciso calcular para o conjunto dos aparelhos de aquecimento e de circulação do difusor:

Difusão TS : 50 a 55 kg/TC
„ TN : 90 a 95 „

Automatização. — Entre a 1.ª moenda e o difusor, o bagaço (ou a cana desfibrada) passa sobre uma balança de correia.

As temperaturas de aquecimento e difusão são reguladas por termostatos. Mantém-se aproximadamente 80 a 82°C durante o aquecimento e 75 a 70°C durante toda a difusão.

Um quadro de comando com esquema sinótico centraliza os indicadores, os registradores, os comandos e as regulagens.

O motor do transportador é munido dum regulador de velocidade. O movimento do transportador é contínuo: é assegurado por uma transmissão com motor hidráulico ou por motores com corrente contínua acionando redutores. Desta maneira, a velocidade média do condutor pode ser regulada entre 1,5 e 0,3 cm/s.

Tempo de permanência. — Calcula-se:

TS: O tempo de permanência do bagaço varia de 35 a 45 minutos, sendo normalmente de 40 minutos, dos quais 35 minutos de permanência ativa.

A permanência do caldo é aproximadamente a metade: 20 minutos.

TN: Cana = 50 a 70 minutos, normalmente 60, dos quais 55 de permanência ativa. Caldo = 35 minutos.

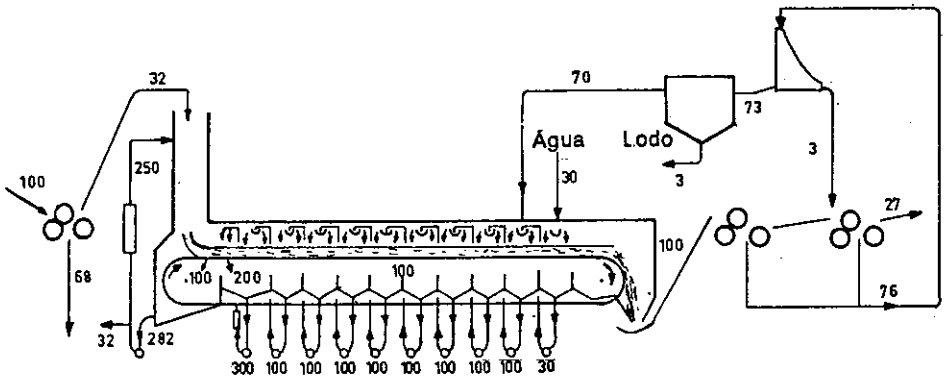


FIG. 24.16. — Difusão de Smet. Balanço de materiais (Difusão TS).

A superfície da camada de megaço exposta ao caldo na zona de aquecimento e de recirculação é de 0,20 m² por TCH.

COMPACTAÇÃO. — O volume ocupado pela camada de cana desfibrada no modelo TN corresponde a uma "compactação" de aproximadamente 550 a 600 kg/m³.

Esqùema da circulação de materiais. — Este esquema é dado nas figs. 24.16 e 24.17. É perfeitamente similar àquele da figura 24.7, a única diferença está na saída do lodo de decantação dos caldos de reprensagem, o qual apareceria também na circulação D.d.S. se o esquema tivesse sido feito para o tratamento dos caldos diluídos. A D.d.S., porém, não o aconselha, enquanto Smet lhe atribui importância.

A analogia é completa: também aqui o bagaço reabsorve o caldo até reconstituir o peso da cana, e 100 a 85 de megaço % de cana transitarão em todo o gamelão. Entretanto, Smet supõe que o megaço expulso possua uma fibra 20% superior àquela da cana (17 para 14, por exemplo), enquanto a D.d.S. a supõe um pouco inferior. Nos dois casos, consideramos esta fibra igual à da cana.

Capacidade. — O fabricante acredita que os difusores funcionam em boas condições numa faixa de — 50% a + 10% de sua capacidade nominal.

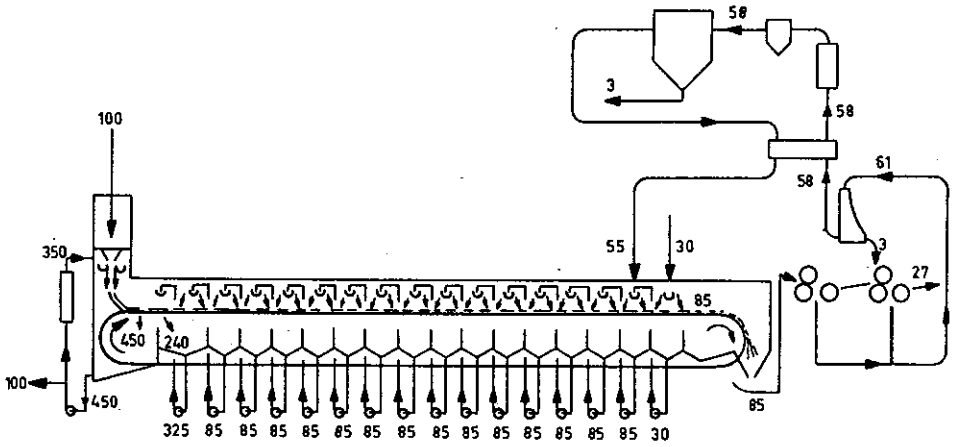


FIG. 24.17. — Difusão de Smet. Balanço de materiais (Difusão TN).

Preparação da cana. — Smet aconselha:

a) No modelo TS: 2 navalhas comuns com 500 a 600 rpm.

b) No modelo TN: 2 navalhas com passo de 20 mm, velocidade 500 a 600 rpm e um shredder extraforte com velocidade variável e contraferro regulável.

A difusão de Smet parece aceitar melhor a cana desfibrada que a difusão D.d.S.

Proporção de água de aquecimento. — Na moega de aquecimento, calcula-se um peso de água de aquecimento de:

3 a 4 vezes o peso de cana, para o modelo TN;

6 a 8 vezes o peso de bagaço, para o modelo TS.

Altura da camada. — Tanto na difusão TS como na TN, a altura da camada é de 1 a 2 m.

Embebição do megaço. — Os tubos de recalque da bomba, que tomam o caldo sob as tremonhas e o enviam à tremonha precedente, terminam numa calha com dentes de serra nos dois lados, que o despeja de cada lado, formando dois espelhos, permitindo uma distribuição melhor sobre a camada de megaço.

A velocidade de percolação do caldo através da camada é de aproximadamente 50 mm/s.

Para facilitar o escoamento do caldo, após a travessia e a percolação da camada, em direção à tremonha de recepção, o tapete-suporte é formado por uma tela de aço inoxidável, mantida por um quadro rígido e sustentada por uma chapa ondulada com perfurações em todo o comprimento das ondulações vazias inferiores.

Tratamento dos caldos diluídos de reprensagem. — São peneirados, recebem calagem até um *p*H entre 7 e 7,5, são aquecidos a 103°C, passados num tanque "flash", decantados, esfriados a 75°C pelo caldo proveniente das moendas de reprensagem, por meio dum trocador de calor da chapas, e são, enfim, novamente colocados em difusão na penúltima tremonha.

O decantador deve ter 0,20 m²/TCH.

Calagem. — É conveniente efetuar a difusão com um *p*H compreendido entre 5,8 e 6,2, para evitar as perdas por inversão. Este *p*H é obtido pela entrada da água de prensa com *p*H 7 e por meio duma pequena adição de leite de cal, à entrada do difusor. Deve-se procurar tratar os caldos de reprensagem num mínimo de tempo e, portanto, com o volume de decantador mínimo.

Um excesso de cal à entrada pode prejudicar a permeabilidade da camada, especialmente na zona de recirculação.

Esgotamento. — Calcular-se-á o esgotamento obtido num difusor de Smet. Se bem que este difusor seja, em princípio, bastante análogo ao D.d.S., o cálculo é efetuado de maneira diferente.

Considera-se uma das tremonhas, a $p^{ésima}$ a partir da cabeça (isto é, do lado da entrada da cana ou do bagaço) do difusor (fig. 24.18). Seja:

J = peso de caldo contido no megaço ou arrastado por este, % kg de cana;

Q = peso de caldo de extração vertido sobre a tremonha, % kg de cana;

B = comprimento da tremonha, no sentido do movimento, em metro;

H = altura da camada de megaço, em metro;

v = velocidade de progressão do megaço, em metro/minuto;

w = velocidade de percolação do caldo de extração através da camada, em m/min.

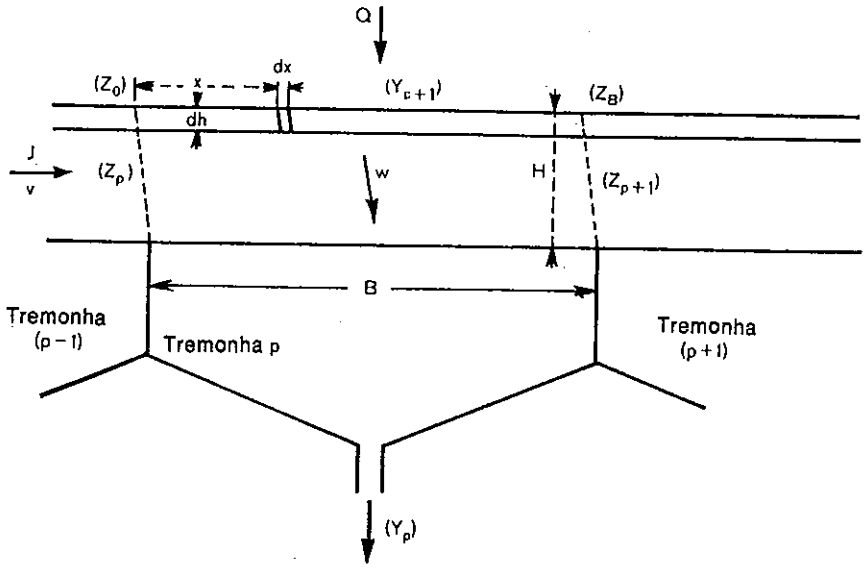


FIG. 24.18. — Tremonha de Smet. Cálculo de esgotamento.

Considera-se um pequeno paralelepípedo de matéria, com comprimento dx, à distância x da entrada à tremonha e com altura dh, sendo que o segmento dx corresponde à progressão da matéria durante o tempo dt e o segmento dh à altura atravessada pelo caldo de extração durante o mesmo tempo dt. Temos:

$$\mathrm{d}x = v \cdot \mathrm{d}t \quad . \quad \mathrm{d}h = w \cdot \mathrm{d}t$$

Donde:

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}h} = \frac{v}{w} \tag{24.36}$$

As vazões respectivas sendo J e Q, as vazões durante o tempo dt são: J . dt e Q . dt, porém as proporções destas vazões referindo-se ao pequeno paralelepípedo são, respectivamente, de apenas:

$$J \cdot \mathrm{d}t \cdot \frac{\mathrm{d}h}{H} \qquad \text{e:} \qquad Q \cdot \mathrm{d}t \cdot \frac{\mathrm{d}x}{B} \tag{24.37}$$

Seja:

z = concentração em açúcar do megaço no paralelepípedo;

y = concentração em açúcar do caldo de extração no paralelepípedo.

Estabelece-se que a quantidade de açúcar perdida pelo caldo-megaço é igual àquela ganha pelo caldo de extração:

$$J \cdot \mathrm{d}t \cdot \frac{\mathrm{d}h}{H} \cdot \mathrm{d}z = -\,Q \cdot \mathrm{d}t \cdot \frac{\mathrm{d}x}{B} \cdot \mathrm{d}y \tag{24.38}$$

donde:

$$\frac{dz}{dy} = -\frac{Q \cdot H \cdot dx}{J \cdot B \cdot dh} = -\frac{Q \cdot H \cdot v}{J \cdot B \cdot w} = -k \qquad (24.39)$$

Observa-se que as quantidades dz e dy correspondem a dt. Como w é bastante superior a v, apenas uma pequena parte de Q passou através duma fração maior de J. Se, no lugar de dh, tivesse sido considerada uma seção em toda a altura H da camada, o aumento dy ter-se-ia tornado o acréscimo total do enriquecimento $y_p - y_{p+1}$, da tremonha, enquanto o comprimento dx da seção teria sido apenas uma fração do esgotamento médio total $z_p - z_{p+1}$, correspondendo à passagem acima da tremonha.

Com efeito, considerando o conjunto da tremonha, com o enriquecimento do caldo de extração entre a calha de aspersão e a saída da tremonha, $y_p - y_{p+1}$ e o esgotamento médio entre a vertical da parede de entrada e a vertical da parede de saída, $z_p - z_{p+1}$, obtém-se, evidentemente:

$$J(z_p - z_{p+1}) = Q(y_p - y_{p+1}) \qquad (24.40)$$

ou:

$$\frac{y_p - y_{p+1}}{z_p - z_{p+1}} = \frac{J}{Q} = r \qquad (24.41)$$

e r é bem maior do que k, porque H possui o valor de B, enquanto w é muito maior do que v (10 cm/s contra 1 cm/s, por exemplo).

Observa-se, também, que o esgotamento dz ocorre ao longo duma camada horizontal, enquanto o enriquecimento dy ocorre numa seção vertical. Esta troca efetua-se segundo duas direções perpendiculares, enquanto no D.d.S. se efetuava segundo a mesma linha. Com outras palavras, seguindo-se o mesmo paralelepípedo de megaço ao longo de seu movimento, a integração de seus dz far-se-á em relação aos dy de seções verticais sucessivas de esgotamento diferente. E, inversamente, ao longo duma destas seções verticais: através das camadas horizontais superpostas de esgotamento diferente.

Observa-se, também, que se falou de seções verticais, enquanto na figura 24.18 se mostram separações oblíquas. Acontece que o caldo de extração, ao descer, é arrastado pelo megaço em movimento. A inclinação indicada corresponde à resultante das velocidades v e w. Porém, para simplificar a exposição, falar-se-á de "seções verticais", com referência a todas as seções oblíquas correspondentes.

A. ESGOTAMENTO DA CAMADA SUPERIOR. — Considera-se a camada dh superior, a qual se encontra na superfície da camada de megaço (fig. 24.18). O caldo de extração que recebe apresenta a mesma concentração y_{p+1} em todo o comprimento B da tremonha. A lei da difusão (análoga à fórm. 24.2) fornece:

$$dy = q(z - y)\,dt = \frac{q}{v}(z - y)\,dx = \frac{q}{w}(z - y)\,dh \qquad (24.42)$$

q = coeficiente que depende da cana, da perfeição da preparação e da temperatura.

Procurar-se-á a variação do esgotamento, isto é, da concentração z_s ao longo da camada de superfície. Esta concentração z_s varia de seu valor de entrada z_0 ao seu valor de saída z_B. Temos (fórm. 24.39):

$$dz = -k \cdot dy = -\frac{kq}{v}(z - y_{p+1})\,dx \tag{24.43}$$

Donde:

$$\frac{dz}{z - y_{p+1}} = -\frac{kq}{v} \cdot dx \qquad \mathfrak{L}(z - y_{p+1}) = -\frac{kq}{v} \cdot x + C^{te}$$

Determina-se a constante, observada na entrada:

$$\mathfrak{L}(z_0 - y_{p+1}) = 0 + C^{te} \qquad C^{te} = \mathfrak{L}(z_0 - y_{p+1})$$

Portanto:

$$\mathfrak{L}\frac{z - y_{p+1}}{z_0 - y_{p+1}} = -\frac{kq}{v} \cdot x \qquad \frac{z - y_{p+1}}{z_0 - y_{p+1}} = e^{-\frac{kq}{v} \cdot x}$$

$$\boxed{z_{x,s} = y_{p+1} + (z_0 - y_{p+1})\, e^{-\frac{kq}{v} \cdot x}} \tag{24.44}$$

$z_{x,s}$ = concentração do caldo da camada de megaço de superfície na tremonha p, a uma distância x da entrada desta tremonha;

z_0 = concentração do caldo da camada de megaço de superfície, à sua entrada na vertical da parede de entrada desta tremonha;

y_{p+1} = concentração do caldo de extração proveniente da tremonha $p + 1$ e vertido sobre a tremonha p;

k, v = ver página 423 e fórmula 24.39;

q = coeficiente de extração definido pela fórmula 24.42.

B. Enriquecimento de cima para baixo da camada. — Observa-se, agora, em que medida o caldo se enriquece ao atravessar a camada de megaço. Considera-se na tremonha p uma seção vertical com comprimento dx e acompanha-se o caldo de cima para baixo desta seção, com abscissa x. Procura-se o valor da concentração $y_{x,h}$ do caldo a uma distância h da superfície. Em cada ponto temos (fórm. 24.42):

$$dy_h = \frac{q}{w}(z_h - y_h)\,dh$$

Porém, a perda de concentração do megaço está na relação — k com o aumento de concentração do caldo de extração (cf. fórm. 24.43). Portanto:

$$z_{x,h} = z_{x,s} - k(y_h - y_{p+1}) \tag{24.45}$$

Donde:

$$dy_h = \frac{q}{w}[z_{x,s} - k(y_h - y_{p+1}) - y_h]\,dh$$

$$= \frac{q}{w}\left[y_{p+1} + (z_0 - y_{p+1})\,e^{-\frac{qk}{v}\cdot x} - k(y_h - y_{p+1}) - y_h\right]dh$$

$$\frac{dy_h}{(1+k)(y_{p+1} - y_h) + (z_0 - y_{p+1})\,e^{-\frac{qk}{v}\cdot x}} = \frac{q}{w}\cdot dh$$

Integrando:

$$\ln\left[(1+k)(y_{p+1} - y_h) + (z_0 - y_{p+1})\,e^{-\frac{qk}{v}\cdot x}\right] = -\frac{q(1+k)}{w}h + C_{te}$$

ou:

$$(1+k)(y_{p+1} - y_h) + (z_0 - y_{p+1})\,e^{-\frac{qk}{v}\cdot x} = e^{-\frac{q(1+k)}{w}h + C}$$

Determina-se a constante, fazendo $h = 0$:

$$e^C = (z_0 - y_{p+1})\,e^{-\frac{qk}{v}\cdot x}$$

Donde:

$$y_{x,h} = y_{p+1} + \frac{z_0 - y_{p+1}}{1+k}\cdot e^{-\frac{qk}{v}\cdot x}\left(1 - e^{-\frac{q(1+k)}{w}\cdot h}\right) \qquad (24.46)$$

$y_{x,h}$ = concentração do caldo de extração no ponto da tremonha com abscissa x e com profundidade h na camada.

C. EFICIÊNCIA DO DIFUSOR. — Do mesmo modo, poder-se-ia determinar o valor de z_{xh}, mas se chegaria a fórmulas de difícil manuseio. Proceder-se-á de modo mais simples. Procurar-se-á a influência da espessura H da camada sobre o z médio final à saída da última tremonha; seu valor será calculado em relação ao z de superfície final e assim será possível calcular os z_s de superfície, cuja expressão é simples e de fácil manuseio (fórm. 24.44). Este cálculo é necessário, pois agora é preciso considerar a ação múltipla das tremonhas sucessivas.

Espessura da camada. — A lei de variação do esgotamento do megaço em função da espessura da camada é exponencial. Temos:

$$z_H = z_{L,s}\cdot e^{aH} \qquad (24.47)$$

z_H = concentração final do caldo da camada inferior de megaço, à sua saída da última tremonha;

$z_{L,s}$ = concentração final do caldo da camada superior, ou camada de superfície, de megaço, à sua saída da última tremonha;

H = profundidade ou espessura da camada de megaço, em metros;

a = coeficiente numérico.

Porém, o que realmente importa é a concentração média z_n do megaço. É dada por:

$$H \cdot z_n = \int_0^H z_{L,h} \cdot e^{ah} \cdot dh = z_{L,s} \left[\frac{e^{ah}}{a} \right]_0^H$$

donde:

$$\frac{z_n}{z_{L,s}} = \frac{e^{aH} - 1}{aH} \tag{24.48}$$

Um valor médio do coeficiente a é 0,36. Portanto, admitir-se-á:

$$\boxed{\frac{z_n}{z_{L,s}} = \frac{e^{0,36H} - 1}{0,36H}} \tag{24.49}$$

Esgotamento. — Provisoriamente, será considerada apenas a camada de superfície e todos os índices dados serão aplicados apenas a ela. Serão designados por:

z_n a concentração final do caldo do megaço à saída da última tremonha; tremonha;

y_0 a concentração final do caldo de extração à saída da 1.ª tremonha;

z_1 „ „ do caldo do megaço à saída da 1.ª tremonha;

y_1 „ „ „ „ de extração à sua entrada na 1.ª tremonha;

z_2 „ „ „ „ do megaço à saída da 2.ª tremonha;

y_2 „ „ „ „ de extração à sua entrada na 2.ª tremonha;

. . . . . ;

z_n a concentração final do caldo do megaço à saída da última tremonha;

y_n „ „ da água que rega a última tremonha (geralmente $y_n = 0$);

e por:

θ = o tempo de percurso da camada pelo caldo de extração;

T = o tempo necessário ao bagaço para atravessar as n tremonhas.

Temos: $H = w \cdot \theta \quad B = v \cdot \frac{T}{n} \quad L = vT = nB$

L = comprimento útil do difusor.

Considera-se cada tremonha no limite exatamente acima da camada da figura 24.18. Estabelece-se que a quantidade de açúcar cedida pelo megaço é igual à quantidade fornecida pelo caldo de extração:

$$\begin{aligned} J(z_0 - z_1) &= Q(y_0 - y_1) \\ J(z_1 - z_2) &= Q(y_1 - y_2) \\ \cdots\cdots\cdots & \quad \cdots\cdots\cdots \\ J(z_{n-1} - z_n) &= Q(y_{n-1} - y_n) \end{aligned}$$

Adicionando:

$$J(z_0 - z_n) = Q(y_0 - y_n) = Q \cdot y_0$$

Estabelece-se:

$$\frac{J}{Q} = r \qquad \text{e} \qquad -\frac{qkT}{n} = \alpha$$

Se se adicionassem apenas as $(n - p)$ últimas igualdades, ter-se-ia:

$$y_p = r(z_p - z_n) \tag{24.50}$$

verdadeira para todos os valores de p, de 0 a n.

A fórmula (24.44) fornece sucessivamente:

$$z_1 = y_1 + (z_0 - y_1)\,e^{\alpha} = r(z_1 - z_n) + (z_0 - y_1)\,e^{\alpha}$$

donde:

$$z_1 = \frac{z_0 \cdot e^{\alpha} - rz_n(1 - e^{\alpha})}{1 - r(1 - e^{\alpha})}$$

$$z_2 = y_2 + (z_1 - y_2)\,e^{\alpha} = r(z_2 - z_n)(1 - e^{\alpha}) + \left[\frac{z_0 \cdot e^{\alpha} - r \cdot z_n(1 - e^{\alpha})}{1 - r(1 - e^{\alpha})}\right] e^{\alpha}$$

donde, estabelecendo:

$$1 - r(1 - e^{\alpha}) = A \tag{24.51}$$

$$z_2 = \frac{z_0 \cdot e^{2\alpha} - rz_n(1 - e^{\alpha})(A + e^{\alpha})}{A^2}$$

. . . . . .

$$z_n = \frac{z_0 \cdot e^{n\alpha} - rz_n(1 - e^{\alpha})[e^{(n-1)\alpha} + A \cdot e^{(n-2)\alpha} + A^2 \cdot e^{(n-3)\alpha} + \ldots + A^{n-2} \cdot e^{\alpha} + A^{n-1}]}{A^n}$$

A expressão entre colchetes é uma progressão geométrica com n expressões e com relação A/e^{α}; sua soma é:

$$S = \frac{A^n - e^{n\alpha}}{A - e^{\alpha}}$$

De outro lado (fórm. 24.50): $z_0 = z_n + \frac{y_0}{r}$.

Substituindo na expressão de z_n acima:

$$A^n \cdot z_n = z_n \cdot e^{n\alpha} + \frac{y_0}{r} \cdot e^{n\alpha} - rz_n(1 - e^{\alpha})\frac{A^n - e^{n\alpha}}{A - e^{\alpha}}$$

Donde:

$$\frac{z_n}{y_0} = \frac{e^{n\alpha}(A - e^{\alpha})}{r(A^n - e^{n\alpha})[A - e^{\alpha} + r(1 - e^{\alpha})]}$$

A expressão entre colchetes no denominador $= 1 - e^{\alpha}$. Donde:

$$\frac{z_n}{y_0} = \frac{e^{n\alpha}(1 - r)}{r(A^n - e^{n\alpha})} \tag{24.52}$$

Voltando às suposições provisórias justificadas pela fórm. (24.49), observa-se que o z_n figurando na fórmula (24.52) não é o z_n real, mas é, na verdade, $z_{L,s}$. Empregando novamente as suposições habituais, obtém-se, finalmente:

$$\boxed{\frac{z_n}{y_0} = \frac{e^{n\alpha}(1-r)}{r(A^n - e^{n\alpha})} \cdot \frac{e^{0,36H} - 1}{0,36H}} \qquad (24.53)$$

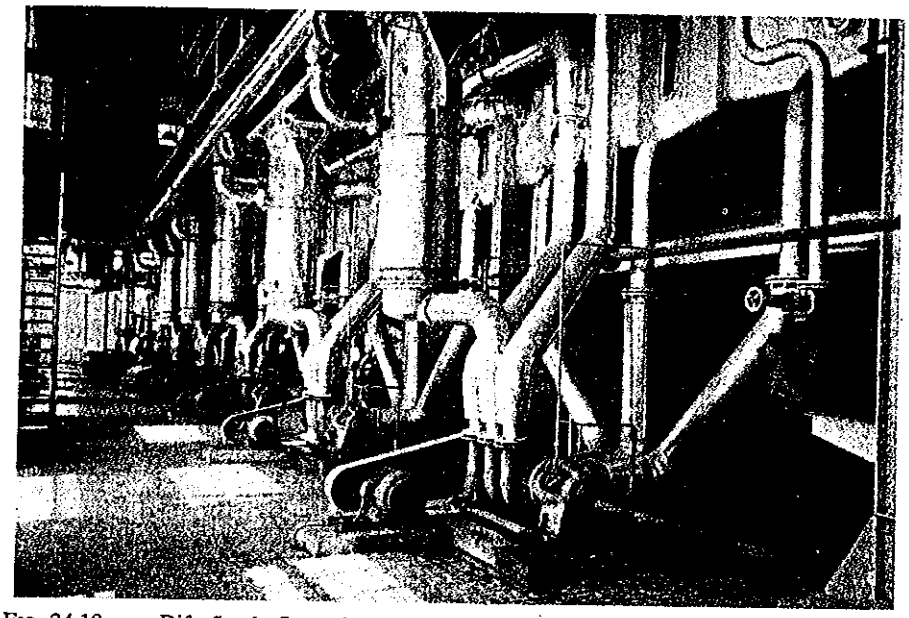


FIG. 24.19. — Difusão de Smet. Bombas triplas e pré-aquecedores de caldo de difusão.

z_n = concentração do caldo do megaço à saída do difusor;
y_0 = " " " de difusão;
$r = \frac{J}{Q} = \frac{\text{caldo \% de cana}}{\text{caldo misto \% de cana}}$;
n = número de tremonhas do difusor = número nominal + 2;
$\alpha = -\frac{qkT}{n}$;
q = coeficiente de difusão, dependendo da perfeição da preparação e da temperatura;
$k = \frac{QHv}{JBw}$;
H = profundidade da camada de megaço, em metros;
B = comprimento individual das tremonhas, no sentido do movimento, em metros;
v = velocidade de progressão do megaço, em metros/minuto;

w = velocidade de percolação do caldo através da camada, em metros/minuto;

e = tempo da passagem do megaço em cima das n tremonhas, em minutos;

$A = 1 - r(1 - e^{a})$.

w varia de 3 a 6 m/min, sendo, geralmente, de cerca de 5 m/min.

q varia de 0,7 a 1,4 e é, muitas vezes, cerca de 1.

Aplicações práticas. — A fórmula (24.53) supõe que todas as tremonhas recebam a mesma vazão Q de caldo de extração. Ora, a última tremonha recebe apenas a água, ou seja, cerca de 30 ou 40, em vez de 100; às vezes, o caldo de reprensagem é acrescentado somente na antepenúltima tremonha, ou mesmo mais adiante, o que deixa duas ou várias tremonhas com 30 ou 40 de aspersão.

De outro lado, a tremonha de recirculação realmente recebe a vazão Q da seguinte, que é a tremonha n.º 1, mas, além disso, recebe a recirculação, que é cerca de 200, ou seja, um total de: 100 + 200 = 300. Como a tremonha deve escoar estes 300 de caldo e como 200 recirculam em seu próprio circuito fechado, é a tremonha de trasfega que recebe os 100 restantes, como cada uma das tremonhas nórmais. Neste caso, a alteração em relação ao cálculo teórico consiste, portanto, dos 200 que recirculam em circuito fechado na tremonha de recirculação. Como se trata de seu próprio caldo, a alteração não é importante. De outro lado, o bagaço ainda não está muito impregnado neste ponto, apesar do volume do caldo de arrasto e de aquecimento.

Finalmente, é possível considerar que há uma certa compensação entre a falta de impregnação e o excesso de aspersão da recirculação e, assim, a tremonha de trasfega e a tremonha de recirculação serão levadas em consideração, como as outras. Por isso, sugere-se empregar na fórmula $n = N + 2$, sendo N o número nominal de tremonhas. Com outras palavras, é o número de aspersões, com exceção das recirculações, que será considerado, ou seja, as aspersões: água + retrocessos; isso realmente fornece $N + 2$.

Seria mais exato calcular separadamente as últimas tremonhas, que recebem apenas a vazão da água de embebição, e depois as que recebem Q. Isto, porém, tornaria o cálculo muito complicado, e será suficiente empregar a fórmula como se a vazão de aspersão fosse igual a Q em todo o difusor. Convencionalmente, o coeficiente de difusão q, encontrado pela introdução dos resultados na fórmula, será considerado como correspondente a esta maneira de cálculo.

Garantias. — O difusor de Smet é vendido com as seguintes garantias, baseadas numa cana normal, com riqueza de 13%, fibra $f = 13\%$ e uma trasfega de 100% de cana:

Açúcar perdido no bagaço = 0,40 a 0,48% da cana.

Caldo com qualidade igual, no mínimo, à do fornecido por um tandem de moendas.

Vantagens. — A difusão de Smet apresenta as seguintes vantagens:

a) Boa visibilidade do que ocorre no interior do difusor.

b) Possibilidade de regular a altura da camada, assim como sua velocidade de progressão.

c) Possibilidade de amostragem do caldo de cada tremonha, ao longo de todo o difusor.

Difusão-filtração. — O fabricante estuda a possibilidade de efetuar a clarificação no difusor, procedendo à calagem a partir do aquecimento. Os caldos trasfegados seriam, então, defecados e filtrados com uma passagem dupla através da camada e enviados diretamente à fabricação.

Coeficiente de extração. — Comparando-se os coeficientes de extração p, utilizado nos cálculos D.d.S., e q, empregado nos cálculos de Smet, constata-se, comparando suas equações de definição:

$$\begin{cases} dz = -p(z-y)\,dt \\ dy = \quad q(z-y)\,dt \end{cases}$$

que:

$$\frac{p}{q} = k \quad \text{já que:} \quad \frac{dz}{dy} = -k.$$

Portanto, a grande diferença no valor destes dois coeficientes não deve ser estranhada, já que k é um número inferior a 0,1.

Difusão B.M.A.-Egito

A difusão de Smet que foi estudada agora é o aparelho e o método, os quais são modelos para várias outras difusões dela derivadas, principalmente a B.M.A.-Egito e a Silver. A B.M.A.-Egito é muito semelhante à difusão de Smet e se distingue apenas por detalhes: praticamente, tudo o que foi dito ou calculado para a segunda se aplica à primeira e será suficiente assinalar os pontos de divergência.

Seu aspecto é perfeitamente análogo (fig. 24.20). O comprimento é de cerca de 28,50 m. O aparelho serve sobretudo à difusão de bagaço e é dividido em 6, 7 ou 9 tremonhas. Possui, também, uma tremonha de recirculação, entre a tremonha de trasfega e a tremonha n.º 1, sendo o volume recirculado de cerca de 200% de cana. As velocidades são as mesmas que no de Smet. De outro lado, os fabricantes B.M.A. não consideram a utilização de grandes espessuras nas camadas como inconveniente, chegando a 2 m. Assim, seus difusores são menos largos, para uma dada capacidade.

Uma das diferenças principais está no movimento do megaço, garantido por raspadeiras que empurram a massa sobre uma chapa perfurada fixa, com furos cônicos de 9 mm de diâmetro. Por causa do bagaço fino que passa juntamente com o caldo por estes furos, o caldo é retomado por uma bomba com rotor aberto, a qual o envia ao compartimento vizinho precedente.

A B.M.A. desaconselha o shredder e recomenda a preparação com 2 navalhas e uma moenda. A cana passada pelo shredder levaria a velocidades mais baixas de percolação: 63 mm/s, por exemplo, em comparação com 85 (ISSCT, 12.º, p. 1498).

Os tempos de permanência são exatamente os mesmos que no de Smet: cerca de 40 minutos para o bagaço e cerca de 24 minutos para o caldo.

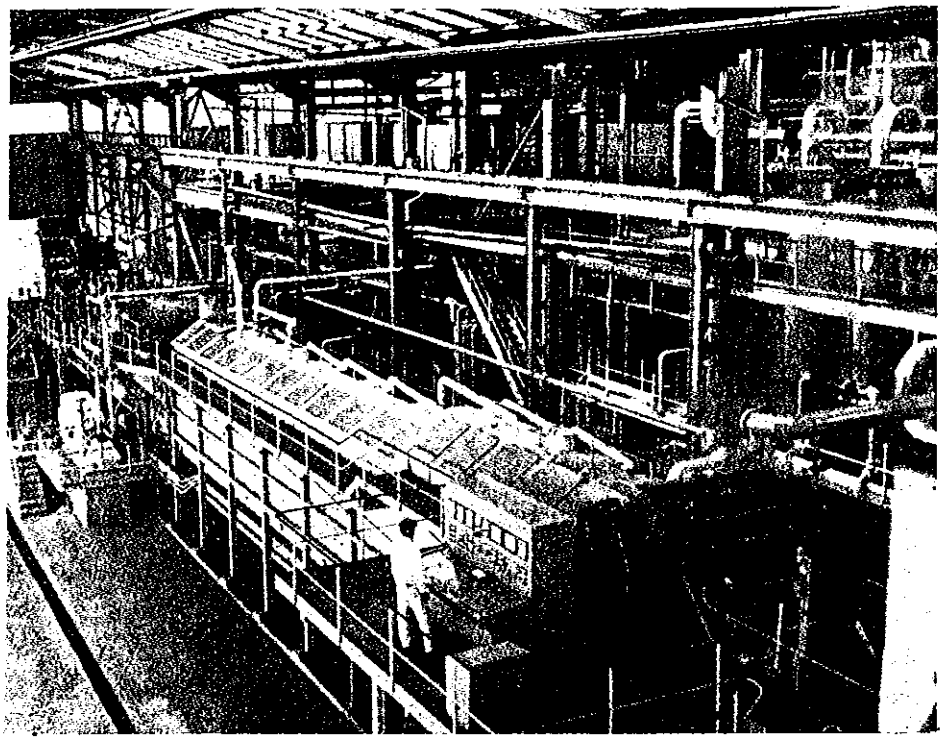


FIG. 24.20. — Difusor B.M.A.

O caldo de recirculação é peneirado e aquecido (fig. 24.21).

Os caldos diluídos de reprensagem são peneirados, aquecidos a 90°C, recebem calagem até chegar ao *p*H 10,2, são decantados e novamente enviados ao penúltimo ou antepenúltimo compartimento. Em geral, não se adicionam floculantes antes do decantador. Este tem uma capacidade de cerca de 1 m³/TCH. Seu lodo pode ser mandado novamente às duas moendas de reprensagem. Na África do Sul (RAM, janeiro-março 1967, p. 31), acredita-se que a decantação seria insuficiente, se estes caldos diluídos fossem levados a um *p*H inferior a 10. Saem do decantador com um *p*H de 9,2. O *p*H no interior do difusor é cerca de 6,5, a temperatura cerca de 70°C. Procurando ultrapassar o *p*H de 6,5, o bagaço se tornaria mole e a percolação mais difícil.

Antes de sair do difusor, a camada de megaço é submetida à pressão dum pesado rolo compressor, cheio de água, cuja finalidade é extrair o excesso de caldo e deixar o megaço com cerca de 85 a 75% de umidade.

A potência necessária é cerca de 1,2 a 1,5 CV por TCH. O consumo de vapor é de cerca de 120 kg/TC (ISJ, setembro 1965, p. 268).

No clarificador principal, assinala-se, em Dalton (África do Sul), que o lodo, que representava 5% quando a extração se fazia com o tandem de moendas, baixou a 2,5% com a difusão.

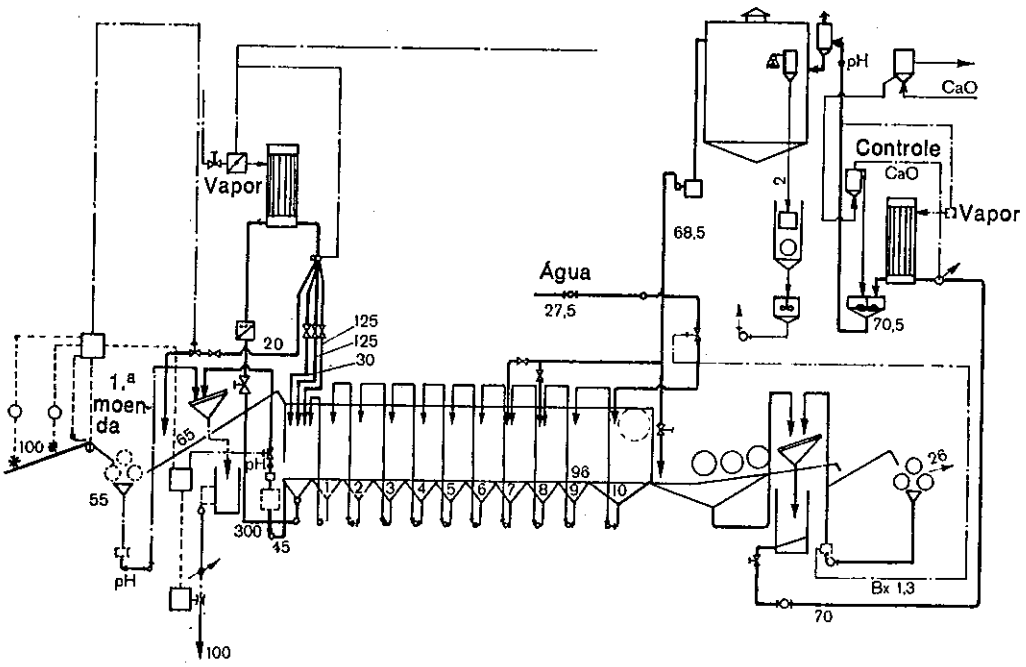


FIG. 24.21. — Difusão B.M.A. Esquema.

Capacidade. — Na África do Sul (44.º C. SASTA, 1970, p. 10), a capacidade dos difusores de Smet e B.M.A. era cerca de 150 kg de cana por hora e por m² de superfície efetiva de percolação. Na Austrália (Annual Report SMRI, 1974, p. 5), aconselha-se 180 kg/h/m².

Difusão Silver

A difusão Silver também deriva do modelo de Smet. O difusor é, em suma, do tipo do de Smet, enrolado em anel, tendo, desta maneira, uma forma de cilindro, em vez de paralelepípedo. A originalidade desta difusão deve-se, não tanto ao difusor, mas ao esforço de revolucionar de modo amplo os métodos clássicos de extração, navalhas e moendas. Se bem que estes aparelhos sejam bastante recentes, muitas vezes preencheram seus objetivos e são interessantes de se conhecer. Sua evolução merece ser acompanhada, porque certos aparelhos podem impor-se num futuro próximo.

A difusão Silver é aconselhada principalmente para a difusão da cana.

Descrição. — Devido à originalidade dos acessórios do difusor, mencionada acima, será descrita uma difusão Silver completa, assim como foi construída a instalação-modelo em Pioneer (Havaí), se bem que, teoricamente, o difusor poderia ser instalado sem seus acessórios de preparação e secagem. Serão salientados:

A) A preparação da cana.

B) O difusor propriamente dito.

C) A secagem do megaço.

A. A PREPARAÇÃO DA CANA. — Primeiramente, a cana passa numa navalha bastante rudimentar, possuindo apenas 9 facas, em 3 fileiras de 3, separadas de 120°, o que deixa 23 cm entre os 9 círculos sucessivos de corte; são reguladas a 8 a 10 cm do estrado do condutor. Este aparelho não intervém na preparação e sua finalidade é facilitar a alimentação do aparelho seguinte. A cana parcialmente cortada passa sobre um separador magnético, o qual protege os aparelhos seguintes de pedaços grandes de ferro ou ferro fundido que possam estar misturados à cana.

Em seguida, a cana chega ao "despedaçador" ("buster", em inglês) (fig. 24.22). É um triturador a martelos, um shredder, portanto, girando a 1150 rpm. É alimentado por 2 rolos alimentadores girando a cerca de 120 rpm, guarnecidos de esporas de 20 mm de diâmetro e 100 mm de comprimento, os quais jogam a cana ao despedaçador. Os martelos, colocados em 4 fileiras, retalham a cana, fazendo-a passar através duma grade formada por barras circulares, reunidas por barras horizontais trapezoidais. Assim, é obtida uma cana esmagada grosseiramente, em pedaços de 8 a 15 cm de comprimento.

A cana é levada num elevador. Neste momento recebe a cal pulverizada, transportada e distribuída por ar comprimido, ou um leite de cal, para a calagem antes do difusor, da qual se falará mais adiante. O elevador deixa-a cair no "desfibrador" ("fiberizer", em inglês) (fig. 24.23). É um segundo triturador a martelos, ainda mais parecido com os shredders clássicos, alimentado por um rolo alimentador análogo ao rolo alimentador superior do despedaçador e girando à mesma velocidade, porém liso. Os martelos do desfibrador, também colocados em 4 fileiras, acabam de retalhar os pedaços de cana, raspando-os sobre uma

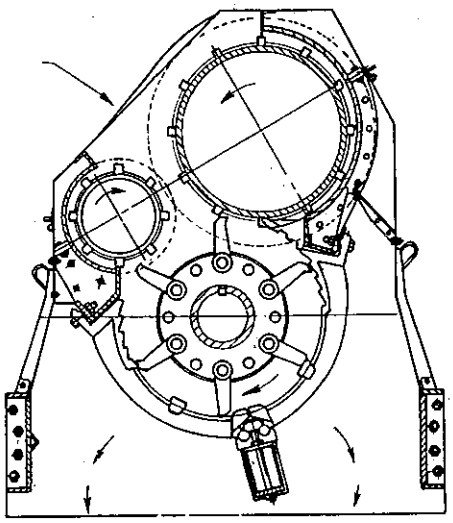


FIG. 24.22. — Difusão Silver. Despedaçador.

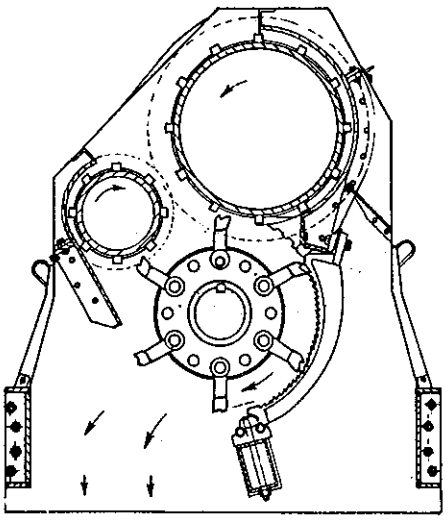


FIG. 24.23. — Difusão Silver. Desfibrador.

chapa curva dentada. Também giram a 1150 rpm e fornecem cana esmagada, apresentando, em grande parte, longas fibras destacadas.

Esta matéria é retomada por um elevador e um condutor com correias, sobre o qual é pesada por intermédio duma célula de raios gama, a qual controla a velocidade dos rolos de alimentação do despedaçador. Em seguida, a cana é levada ao difusor e distribuída ao longo da parede do início de processamento do difusor.

B. O DIFUSOR (fig. 24.24). — O difusor é formado por uma calha anular móvel, com aproximadamente 2,50 m de altura, contida entre dois cilindros concêntricos, um interno, cujo diâmetro é de cerca de 60% do diâmetro do outro, externo. Nos lados interno e externo, este anel é sustentado por roldanas correndo sobre 2 trilhos circulares (fig. 24.25); sua centralização é assegurada por braços radiais; seu movimento é imprimido por 2 macacos hidráulicos,

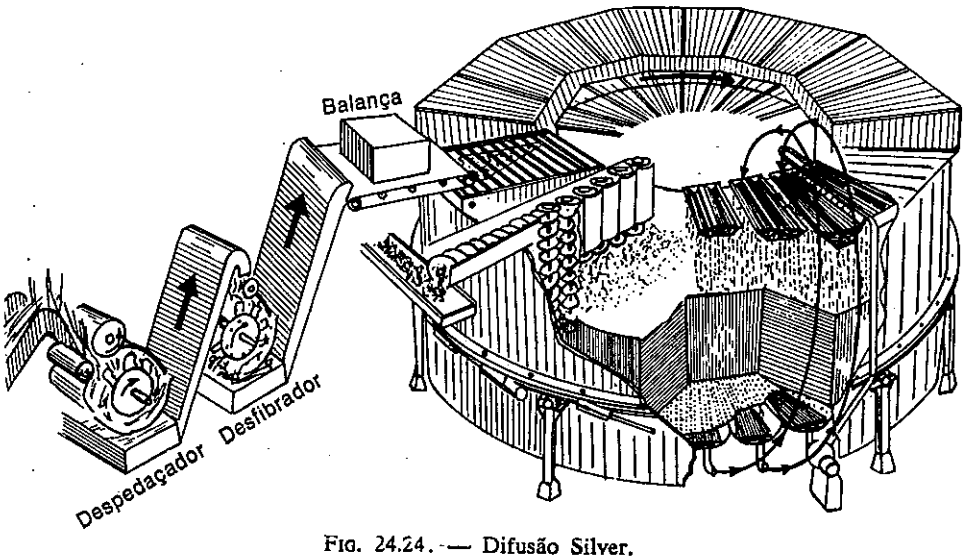


FIG. 24.24. — Difusão Silver.

engatando sucessivamente 36 eixos colocados em volta, a cada 10°, e fixados à sua parede externa. Seu fundo é constituído por uma chapa com perfurações do tipo "casa de abelha", de 13 mm de diâmetro, oferecendo uma passagem muito larga.

Visto em corte vertical, o difusor apresenta, no interior deste anel:

1.° A parede à qual chega a cana preparada e o seu dispositivo de distribuição.

2.° Duas calhas de recirculação, ocupando ao todo 15°.

3.° 16 calhas para a vazão do caldo de extração, ocupando cada uma 15° na circunferência.

4.° Uma calha semelhante para receber e distribuir a água de diluição.

5.º Uma calha semelhante para receber e verter a água de 1.ª extração.

Ou seja, um total de 20 calhas, ocupando 285º.

6.º Três pares de hélices verticais, justapostas, girando, em cada par, em sentido oposto e erguendo-se contra a parede fixa que fecha o anel. O megaço esgotado bate contra estas hélices: é tomado nas espirais contrárias e levantado acima da camada, até ser despejado num transportador horizontal helicoidal, o qual o expulsa em direção a um condutor a correia. Uma divisão vertical ondulada encerrando as hélices impede a queda do megaço esgotado no interior do corredor. Uma raspadeira limpa a chapa do fundo e conduz a camada inferior de megaço em direção às espirais da base.

7.º Um compartimento fixo e vazio, que ocupa 15º, separando as paredes do início e do fim do processamento, inserindo-se em seu interior e em toda a largura do anel e cuja finalidade é a separação nítida dos pontos de entrada da cana triturada nova e da expulsão do megaço esgotado.

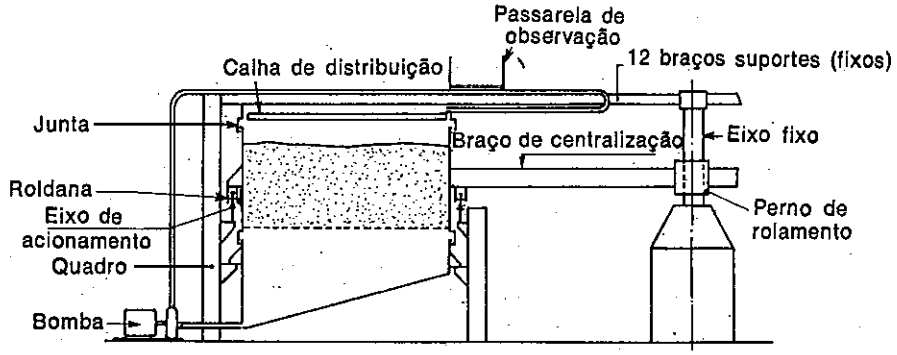


FIG. 24.25. — Difusão Silver. Corte longitudinal vertical.

Por baixo do anel móvel (fig. 24.25) encontra-se uma calha anular fixa, com a mesma largura, dividida em 19 tremonhas de recepção do caldo que se filtrou através da camada. Seu fundo é inclinado para o exterior e o caldo que escorre é aspirado pelo mesmo número de bombas, que o enviam à calha afastada de 45º mais adiante.

No difusor de Pioneer, era possível espaçar as calhas de distribuição de 32º. Nos seguintes, há apenas 2 posições possíveis: uma corresponde a um espaçamento de exatamente uma calha, a outra a uma reciclagem integral da calha com seu próprio caldo, quando há parada da alimentação de cana (13.º C. ISSCT, p. 115).

Como para a difusão de Smet, há recirculação do caldo com aquecimento a 80 ou 85ºC, por meio de vapor de sangria, desde a entrada da cana no difusor. Esta recirculação tem as seguintes finalidades:

a) levar a cana imediatamente à temperatura conveniente;

b) assegurar uma boa distribuição da cal e a homogeneização da massa;

c) melhorar a compactação;

d) peneirar o caldo de difusão antes de sua extração.

O afastamento de 45° tem três conseqüências:

a) O caldo que flui sobre a camada e se filtra através dela encontra-se tanto na tremonha seguinte, da qual foi bombeado, como também na precedente.

b) Por conseqüência, seu percurso é parcialmente dividido por dois e, com isso, encurtado. Isto ocasiona uma permanência mais curta do caldo no difusor.

c) A diferença entre a concentração do megaço e a do caldo de extração torna-se um pouco maior.

Por outro lado, este afastamento põe, numa certa medida, a difusão em curto-circuito. É difícil estabelecer numa equação o afastamento ótimo e apenas a experiência poderá fornecê-lo. Os resultados de Silver parecem confirmar a solução adotada.

O anel móvel desliza ao longo das chapas superiores, munidas de calhas, e ao longo do vão inferior, que contém as tremonhas, por meio duma junta circular, vedada aos escoamentos verticais (fig. 24.25).

C. SECAGEM. — A difusão original de Pioneer compreendia 3 tipos diferentes de secagem do megaço esgotado, cuja umidade é de cerca de 86% (13.° C. ISSCT, p. 119):

a) *Moendas.* — Uma parte do megaço era absorvida sem dificuldade pelas 2 últimas moendas do antigo tandem.

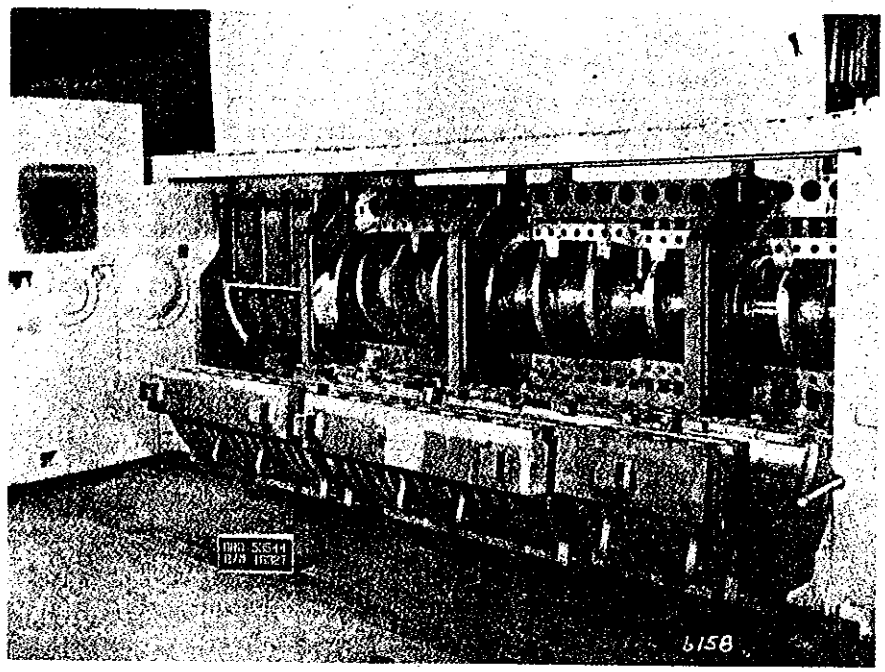


FIG. 24.26. — Prensa French (abertura).

b) *Prensa cônica.* — Uma outra parte passava numa prensa idealizada e fabricada por Silver: é formada por 2 cones metálicos perfurados, de 1 m de diâmetro, com um ângulo de 170° na ponta, com eixos horizontais concorrentes e tendo 2 geratrizes paralelas e situadas no plano axial comum, bem próximas. O megaço é colocado no espaço aberto e os cones, ao girar, levam-no ao espaço apertado entre as 2 geratrizes. Os cones giram a 3 rpm e fornecem um bagaço com 45% de umidade. A vazão corresponde a 15 TCH e a potência necessária é cerca de 4 CV por TCH. Parece ser o aparelho mais aconselhável futuramente e que poderia substituir as moendas de secagem. É aconselhado por Silver e Dorr-Oliver (fig. 24.28).

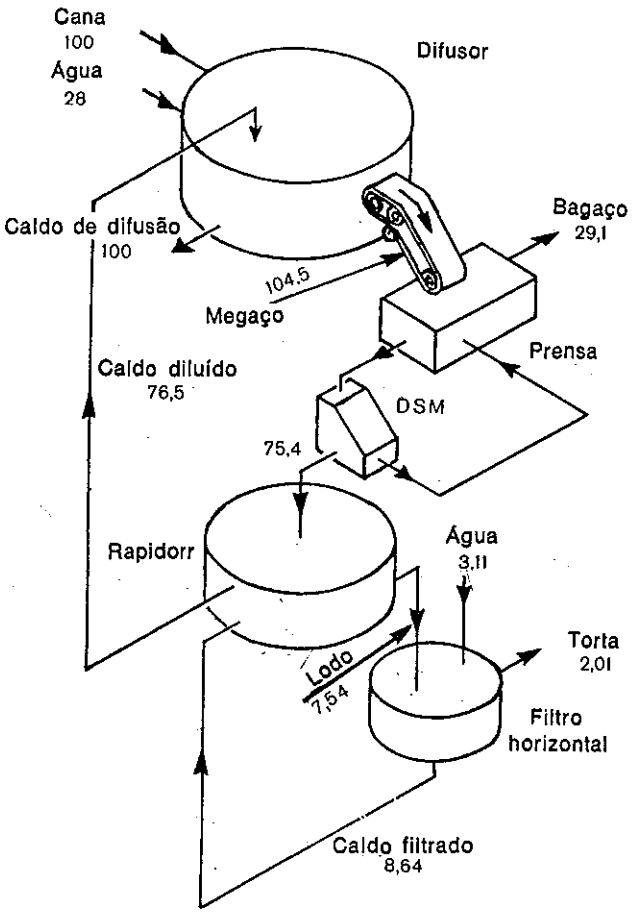


FIG. 24.27. — Difusor Silver. Balanço dos materiais.

c) *Prensa French.* — Enfim, ao sair do difusor, o megaço também pode ser mandado para um 3.° modelo de prensa. É uma prensa com parafusos que força o megaço a passar numa seção cada vez mais estreita, deixando-o com uma umidade de cerca de 48% (fig. 24.26).

Balanço dos materiais. — O balanço dos materiais é perfeitamente igual àquele do difusor de Smet TN.

Camada. — Silver aconselha o funcionamento com camada alta, de 120 a 180 cm, opondo-se nisto à de Smet. A compactação é da ordem de 200 a 300 kg/m³.

A altura da camada é regulada por meio da velocidade de rotação do difusor. Para uma altura de camada de 1,50 m, o índice de percolação é cerca de 260 l/min/m² (13.° C. ISSCT, p. 114). O índice de percolação da difusão Suchem (Louisiana) é de 400 a 410 l/min/m² (S. y A., agosto 1970, p. 28).

Tempo de permanência. — Calculam-se cerca de 60 minutos de permanência da cana, dos quais 40 a 50 minutos de difusão; a permanência do caldo é de cerca de 20 minutos.

Temperaturas. — A recirculação deixa a cana com 80 a 85°C à sua entrada no difusor. Os aquecedores complementares impedem a queda da temperatura a menos de 70°C durante a difusão e a mantêm entre 70 e 75°C. Os caldos diluídos são deixados com 80 ou 85°C antes de entrarem no difusor. O caldo de difusão sai com cerca de 65°C. Tôdas estas temperaturas são controladas e mantidas por meio de termorreguladores.

Os aquecedores são aquecidos com vapor de sangria do múltiplo-efeito. Uma parte dos aquecimentos é efetuada injetando vapor com 2 injetores, seja na água de extração ou durante a difusão.

Calagem. — Silver resolveu da seguinte maneira o difícil problema da calagem na difusão: a cal é acrescentada na forma de pó ou de leite de cal, entre o despedaçador e o desfibrador ou antes do despedaçador (13.° C. ISSCT, p. 117), numa proporção de cerca de 800 g de CaO por TC.

Ao chegar ao difusor, a recirculação ajuda a assegurar uma boa mistura da cal. O *p*H no difusor é cerca de 6,5 e o caldo de difusão sai com um *p*H próxico a 7,0 (6,8 a 7,3). Os caldos diluídos de prensa têm, então, um *p*H de cerca de 6,5, a calagem estando regulada de maneira a não descer abaixo deste limite.

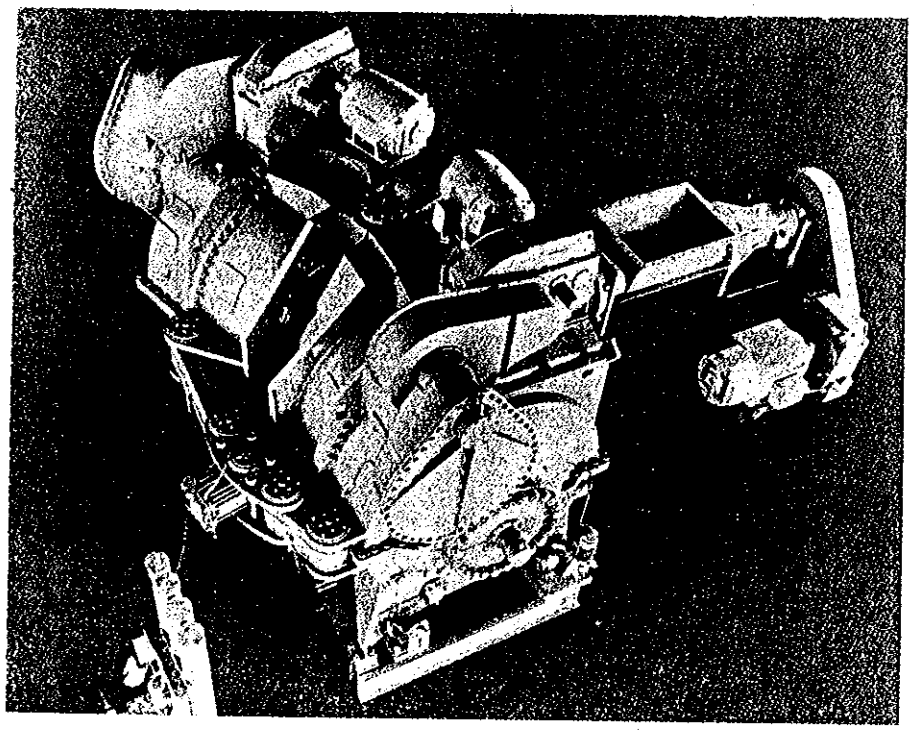


FIG. 24.28. — Prensa cônica Silver.

Modelos e capacidade das prensas cônicas Silver. —

Prensa de 62"	14,9 TFH
„ „ 78"	23,6 „
„ „ 94"	33,8 „

O preço de 2 prensas de 62" é um pouco inferior ao de uma de 94".

Tratamento dos caldos diluídos. — Os caldos diluídos obtidos, seja com a prensa French, com a prensa cônica ou com as moendas de reprensagem, são peneirados sucessivamente em 2 peneiras DSM com barras separadas de 1,5 mm e, sem qualquer adição de cal ou floculantes, aquecidos a 65 ou 90°C e mandados a um clarificador (fig. 24.27). O caldo clarificado, saindo deste decantador, passa à penúltima calha antes das hélices de escoamento; portanto, após esta calha há ainda somente a calha de água. O lodo deste decantador é granulado e se decanta rapidamente: é deficientemente retido por um filtro Oliver comum e, para filtrá-lo, foi necessário alimentar o filtro Oliver perto de sua geratriz superior. A torta continha apenas 0,5% de açúcar.

Experiências efetuadas para tentar eliminar o tratamento dos caldos diluídos demonstraram que as matérias contidas em suspensão são retidas pela camada superior do colchão de megaço e diminuem bastante a velocidade de percolação. Portanto, o tratamento é útil.

Potência. — As potências necessárias a toda a instalação são as seguintes:

a) Navalha	0,7	CV/TCH
b) Despedaçador	7,8	„
c) Desfibrador	5,6	„
d) Difusor — Hélices	0,7	„
Transportador horizontal de bagaço	0,05	„
e) Prensa French	6,1	„
	21	„

A prensa com cones consome cerca de 4 CV/TCH, em vez de 6, comparada à prensa French.

Comparando à extração com moendas, é necessário calcular, para navalha, shredders e 5 moendas, cerca de 18 a 19 CV/TCH. Portanto, há uma economia de potência de cerca de 10 a 12% a favor da difusão tipo Silver.

Porém, se o despedaçador e o desfibrador são acionados por motor elétrico (também podem ser acionados por turbinas a vapor), para o difusor a totalidade da potência necessária é elétrica, enquanto a maior parte da potência necessária às moendas provém, geralmente, de máquinas ou turbinas a vapor. Segue-se que uma usina já existente, cujo tandem de moendas não fosse elétrico e que passasse a utilizar uma difusão com acessórios do tipo Silver, teria necessidade de 4 ou 5 CV/TCH a mais de eletricidade do que antes. Com moendas elétricas, a economia é, pelo contrário, igual aos 10 ou 12% assinalados.

Gasto de vapor. — O gasto de vapor pelos aquecedores e injetores de vapor é de cerca de 4 a 5% da cana. Porém, uma grande parte deste consumo pode ser retirada por sangria do múltiplo-efeito.

Manutenção. — As estimativas, pelos fabricantes ou usuários, dos custos de manutenção da difusão completa, com seus acessórios especiais, variam entre 25 e 45% dos custos correspondentes para um tandem de moendas. Se o uso e a experiência confirmarem uma porcentagem contida nesta margem, isto se tornaná um argumento interessante a favor desta difusão e de seus acessórios.

Acessórios. — Chamou-se a atenção para a originalidade dos acessórios de preparação e, principalmente, de reprensagem. Não são indispensáveis e é perfeitamente possível adotar as soluções mais clássicas, vistas a respeito do D.d.S., de Smet e B.M.A. Sobretudo com cana própria, o despedaçador pode muito bem ser substituído por uma navalha com regulagem apertada. Assim, também o shredder clássico dá, praticamente, o mesmo resultado que o desfibrador, se bem que este aparelho pareça ser um êxito, podendo concorrer de maneira vantajosa com os shredders clássicos.

Finalmente, a secagem pode ser assegurada por uma ou duas moendas.

Aliás, a usina de Eldorado, no México, passou à difusão Silver, conservando exatamente estes aparelhos de preparação e secagem clássicos.

Clarificação. — Ao sair do difusor, o caldo de difusão é enviado diretamente à evaporação. A economia do aparelho principal de decantação torna-se, assim, um outro ponto favorável à difusão Silver. A pureza do caldo é levemente inferior à do caldo clarificado, proveniente da mesma cana por meio de moendas e duma clarificação clássica, porém é um pouco superior à do caldo misto, saindo das moendas, neste último caso. Com outras palavras, uma parte do aumento de pureza proporcionado pela clarificação clássica se perde. É, porém, bem possível que esta perda, aliás pequena, seja parcial ou totalmente compensada pelo fato de se evitar a perda por inversão que se produz no decantador, sobretudo durante as paradas de fim-de-semana. Para uma usina nova, a economia de espaço e de investimento é, de qualquer maneira, interessante.

Metal. — As chapas do difusor Silver em contato com o caldo são de aço inoxidável. Esta precaução parece supérflua por causa da calagem prévia e um aparelho em aço comum seria de custo mais baixo.

Modelos. — O difusor Silver existe em 8 dimensões.

QUADRO 24.2

Modelos dos difusores Silver

Diâmetro		*Capacidade*	*Potência necessária (apenas difusor)*
Em polegadas	*Em metros*		
350″	8,89	42 TCH	123 CV
420″	10,67	61 „	190 „
490″	12,45	84 „	251 „
560″	14,22	107 „	329 „
630″	16	138 „	369 „
700″	17,78	168 „	498 „
770″	19,56	206 „	554 „
840″	21,34	244 „	714 „

Vantagens e inconvenientes. — A. VANTAGENS. — A difusão Silver apresenta as seguintes vantagens:

a) Despesas de manutenção baixas, quando se adotam as prensas Silver ou French.

b) Economia suplementar de potência, neste mesmo caso.

c) Possibilidade de eliminar o decantador clássico.

B. INCONVENIENTES. — *a*) A difusão Silver é concebida, sobretudo, para a difusão da cana. Desejando fazer a difusão do bagaço, o difusor seria mal adaptado e conviria redesenhá-lo para esta finalidade, com um número reduzido de compartimentos.

b) Como qualquer outra difusão de cana, esta não permite o pagamento pela riqueza por amostragem do caldo primário ou do 1.º caldo extraído. É preciso utilizar um sistema de análise direta, que pode ser contrário à regulamentação existente.

c) A adoção dos acessórios preconizados não apresenta dificuldades para uma usina a ser construída, mas significa uma transformação de todo o prédio de extração, para uma usina já em funcionamento. Entretanto, é possível deixar de lado estes acessórios e conservar o material clássico de preparação e de secagem.

d) Necessidade de dispor de cerca de 4 kW/TCH nos turbogeradores da central elétrica, para poder enfrentar as necessidades do difusor, se as moendas a serem substituídas não possuem acionamento elétrico.

e) A forma circular do difusor não permite um acréscimo de tremonhas e calhas suplementares para enfrentar um aumento eventual da capacidade. Entretanto, o número de 18 calhas adotado é previsto com largueza e permite uma certa flexibilidade.

f) A forma circular apresenta um inconveniente teórico inerente: a distribuição do caldo pela calha deve ser proporcional ao peso de megaço que deve recebê-lo e, portanto, a vazão de caldo deve variar na calha proporcionalmente ao raio calculado a partir do eixo vertical do difusor. Não é muito fácil de ser conseguido para todas as vazões possíveis de lavagem. Como conseqüência, o esgotamento corre o risco de variar ao longo do raio.

Constata-se a mesma dificuldade para distribuir de maneira igual a cana desfibrada em uma camada uniforme no difusor.

Conclusão. — Apesar destes inconvenientes, a difusão Silver é um êxito mecânico e parece dar bons resultados, com extrações acima de 97 e, às vezes, aproximando-se de 98. Parece que este sistema, sobretudo, conseguiu evitar ou reduzir as perdas por fermentação e inversão. Os resultados anunciados parecem indicar que o aumento de extração ocorre, na realidade, na recuperação geral, à saída do açúcar da fabricação.

De outro lado, certos acessórios de preparação e de secagem, tais como o desfibrador e a prensa cônica, uma vez bem aperfeiçoados, poderiam ser vantajosos e generalizar-se.

DIFUSÃO "SATURNE"

Limitamo-nos à descrição de difusões que já foram experimentadas na prática industrial. Entretanto, existe uma que ainda não funcionou mas cujo princípio parece ser interessante de assinalar. Pertence à "Société Sucrière de l'Atlantique (Engineering)", Paris; a idéia e a concepção de conjunto e de detalhe devem-se ao Sr. Marcel Barre.

Este difusor (fig. 24.29) recebeu o nome de "Saturne". Consiste num anel vertical cujo diâmetro exterior é de 12 m, a largura da coroa radial de cerca de 1,50 m, girando em volta dum eixo horizontal num invólucro fixo, de seção retangular. É dividido em 18 compartimentos, ou "cestas", pelo mesmo número de grades de chapa perfurada. Cada cesta está compreendida entre as paredes interna e externa do invólucro, que apresentam forma cilíndrica, e as paredes da frente e de trás, com forma plana; no sentido do movimento, é limitada pelas grades, acima e abaixo. Quando a cesta passou a geratriz superior, onde se marcará o ponto 0°, recebe o bagaço por uma abertura, sendo que um pouco mais adiante, a cerca de 45°, é completamente preenchida e recebe, ao mesmo tempo, o caldo que recirculou, neutralizado pela calagem e aquecido. Depois de passar os 90°, isto é, o nível do eixo do anel, os invólucros cilíndricos se transformam neste ponto em chapas perfuradas e o caldo de difusão, preenchendo toda a metade inferior do anel, sai pelas perfurações, atravessa um tanque de calagem e é rebombeado e recalcado em duas frações. Uma atravessa um aquecedor, recircula e é distribuída sobre o bagaço a ser aquecido e escoado; a outra é mandada à fabricação, isto é, trasfegada.

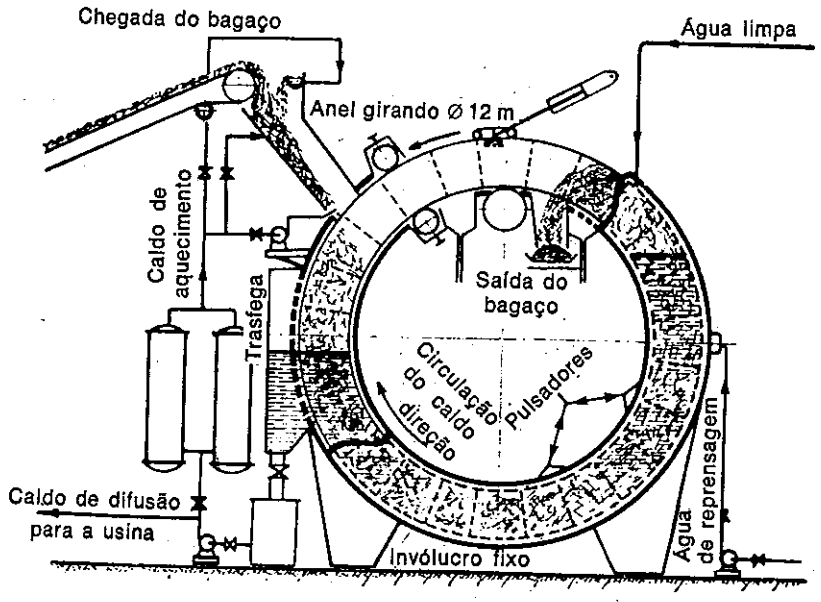


FIG. 24.29. — Difusão "Saturne".

A cesta entra na zona banhada pelo caldo de difusão e a atravessa. Esta zona constitui a metade inferior do anel e termina pouco depois do ponto a 270°, onde a cesta recebe o caldo de reprensagem e do ponto a 315°, onde recebe a água. Então, entra numa zona de esgotamento e atinge o ponto a 335°, onde o invólucro interno se interrompe e deixa cair o megaço num transportador, que o leva às moendas ou aparelhos de reprensagem. Como o invólucro externo é também interrompido, a cesta é lavada e está pronta para um novo ciclo.

Portanto, o caldo circula contra a corrente. A pressão necessária para fazê-lo atravessar o bagaço vindo em sentido contrário é de cerca de 4 m e varia conforme a compactação desejada e o estado de preparação do bagaço.

A velocidade de rotação do anel é de cerca de 1 m/min, contada na periferia, ou seja, cerca de 1 volta em 40 minutos. Pode variar entre 0,5 e 2 m/min. É regulada de acordo com a balança contínua, que pesa o bagaço à medida que chega. O movimento de rotação provém dum eixo colocado acima do anel, impelindo sucessivamente 18 barras ligadas às 18 grades; um impulso dura 90 segundos, o intervalo entre os impulsos é de 30 segundos.

O anel se apóia e desliza sobre uma roldana superior e é guiado por duas outras roldanas, uma externa, a outra interna. É essencialmente constituído por uma viga central circular, com largas aberturas, para não formar uma separação, e sobre a qual são parafusadas as grades.

A potência necessária ao movimento é cerca de 1 CV por 100 t/caldo de capacidade e a capacidade é cerca de 1 000 t/caldo por metro de largura do anel.

O bagaço permanece cerca de 30 minutos, dos quais:

Aquecimento	5	minutos.
Maceração	20	„
Esgotamento	5	„

A permanência do caldo é de cerca de 20 minutos.

Para a recirculação calculam-se cerca de 5 kg de caldo por kg de bagaço. Aconselha-se uma temperatura de 75 a 80° e um *p*H de 6,2.

Há duas regulagens separadas, uma para a temperatura e o *p*H do aquecimento, a outra para a temperatura e o *p*H dos caldos diluídos de reprensagem. Estes podem ser reintroduzidos diretamente ou tratados, sendo que o tratamento se limita à peneiração, calagem e aquecimento.

O "Saturne" ocupa bastante espaço em altura, mas é simples e parece assegurar um contato caldo-bagaço mais completo e mais eficiente que os aparelhos com percolação vertical. Será interessante acompanhar suas experiências e seus resultados.

É calculado por um sistema análogo àquele usado para a D.d.S.

Para acentuar o contato e a permuta entre caldo e bagaço, imprime-se ao caldo uma pulverização interrompendo a parte inferior do invólucro interno numa certa largura, substituindo-a por uma membrana de borracha reforçada à qual se dá um movimento de pulsação periódica de 1 segundo e 10 mm de

amplitude. Esta pulsação contribui na renovação da fração do caldo em contato com o bagaço.

GENERALIDADES SOBRE A DIFUSÃO

Foram descritas as principais difusões atuais (1967). Existem outras, algumas já instaladas, outras em estágio de teste, a maioria apenas no papel. Alguns destes aparelhos estendem-se horizontalmente, como os 4 descritos, outros verticalmente: são as torres de difusão. Entre as torres, algumas impelem o bagaço para o alto por meio de hélices, outras são baseadas na hipótese atrativa de que o bagaço sobe por si mesmo. Estas últimas suscitam o problema controvertido da capacidade de flutuação do megaço; se esta capacidade de flutuação fosse verdadeira e suficiente, este modelo forneceria soluções simples e econômicas.

Na luta entre moendas e difusor, as moendas apresentam a vantagem de espremer a cada pressão o máximo de caldo, permitindo, portanto, uma renovação completa de água ou caldo de embebição e um resultado mais significativo. O difusor alcança ou elimina mais dificilmente o caldo contido nas células quase intatas e nos pedaços grossos de bagaço, porém banha-os com mais eficiência e pode multiplicar as lavagens mais facilmente (8 a 18 lavagens, em comparação com 3 a 6, para as moendas).

A tendência atual dos inventores e inovadores é experimentar a alternação de pressão e difusão, procurando, desta maneira, aproveitar as vantagens de cada sistema. A idéia é lógica. Para limpar uma esponja, com efeito, é mais fácil molhá-la e pressioná-la alternativamente do que fazê-la atravessar uma corrente contínua de água, sem pressão. Porém, a fabricação dos aparelhos ainda não atingiu o estágio industrial.

Incidência da difusão sobre a recuperação

Muitos fabricantes de difusores fizeram bastante publicidade quanto aos aumentos de extração alcançados, às vezes muito significativos. Porém, não mencionaram o aumento final de açúcar produzido. Ora, muitos dos pioneiros que utilizaram a difusão registraram o aumento de extração sem, no entanto, encontrá-lo novamente no açúcar produzido. Às vezes, a extração aumentava de 2 a 3 pontos, enquanto a recuperação total diminuía de 1 a 2 pontos, revelando uma perda de açúcar de 3 a 5 pontos na concentração. Esta perda era atribuída em parte a perdas indeterminadas e em parte a perdas no melaço, devidas à alteração de sua pureza ou à quantidade de melaço produzida.

Acontece que a difusão é mais difícil de ser conduzida que as moendas, por causa dos riscos adicionais de inversão e deterioração. O maior perigo, para o qual já se chamou a atenção (p. 409), está no contato do caldo com o bagaço num meio quente e alcalino. Um outro inconveniente é a circulação separada dos caldos impuros, diluídos e contendo bagacilho em suspensão: os caldos diluídos. Por causa destes dois problemas, há o risco de dificuldades na cristalização, sobretudo nos cozimentos *B* e *C*, e no esgotamento do melaço.

Ao instalar uma difusão, é, portanto, necessário estudar especialmente: *a*) o problema da calagem e do *p*H no interior do difusor; *b*) a circulação

dos caldos, procurando reduzir os tempos de permanência, sobretudo de contato com o bagaço; *c*) as temperaturas, procurando mantê-las entre 65 e 75°C (cf. p. 491). Soluções adequadas a estes problemas são a condição necessária para que a usina encontre, em seu rendimento final e sua produção de açúcar, o aumento de extração previsto pela aquisição do difusor.

Investimento e manutenção

Entretanto, além do aumento de extração, a difusão apresenta duas vantagens:

a) É menos onerosa. Mesmo continuando com as soluções clássicas, aliás indicadas, muitas vezes, para usinas já instaladas, deve-se comparar o tandem clássico, com seus equipamentos de preparação e suas 5 ou 6 moendas, com o mesmo tandem, sendo somente mantidas 3 moendas e os aparelhos de preparação. Para que haja um lucro sobre o investimento, é preciso que o preço do difusor seja inferior ao preço de 2 moendas com seu condutor intermediário, seus motores e suas engrenagens. Ou, tratando-se dum tandem com 18 rolos, ao preço de 3 moendas, motores e engrenagens e 2 condutores intermediários. Ora, o preço do difusor é, praticamente, o de 2 a 2 e meia moendas. Portanto, o investimento é quase equivalente, ou um pouco vantajoso a favor da difusão.

b) A manutenção da difusão é menos onerosa. Esta diferença é considerável, por causa do preço dos rolos, bagaceira, pentes e das peças das máquinas a vapor, quando estas são usadas como motores.

Levando em consideração, dum lado o aumento de rendimento, do outro estas economias, a difusão tem todas as possibilidades de se desenvolver rapidamente. Além do mais, é muito recente, evoluirá e aperfeiçoar-se-á ainda e deverá, portanto, aumentar rapidamente suas vantagens.

25

DEFECAÇÃO

TRATAMENTO DOS CALDOS

Foram experimentados centenas de produtos para purificar os caldos. Entretanto, apenas cinco apresentam importância industrial:

1.º A cal, CaO, que, desde os princípios das usmas se manteve como o defecante de base universal. O tratamento com a cal é denominado "defecação".

2.º O ácido sulfuroso, SO_2: "sulfitação".

3.º O ácido fosfórico, P_2O_5: "fosfatação".

4.º O ácido carbônico, CO_2: "carbonatação".

5.º A magnésia, MgO.

Estes diferentes tratamentos serão examinados separadamente. Começaremos com a defecação: é o único destes tratamentos que é sempre empregado.

Ação da cal sobre os caldos

Não serão considerados os fenômenos químicos provenientes da reação da cal sobre os caldos. Os ácidos orgânicos do caldo são eliminados, porque seus sais de cal são insolúveis (ácidos oxálico, tartárico etc.); as matérias albuminóides são coaguladas. Uma parte das matérias pécticas e das matérias corantes é destruída ou se torna insolúvel. Porém, esta eliminação é relativamente insignificante, porque a pureza do caldo defecado é, aproximadamente, a mesma do caldo antes do tratamento. O aumento é, geralmente, de cerca de 0,5 a 2 pontos, de 83 a 84, por exemplo.

A purificação é, sobretudo, física. Forma-se um precipitado, fácil de ser constatado numa proveta e proveniente, sobretudo, de matérias coaguladas. Engloba as impurezas físicas e as arrasta consigo.

Cal. — A qualidade da cal utilizada é muito importante. Em muitos países, obtém-se apenas uma cal muito impura, com cerca de 60% de CaO, contendo muita areia e matérias não calcinadas.

Aconselha-se evitar cal contendo mais de 2% de MgO ou óxidos de ferro e de alumínio. Estas impurezas ocasionariam depósitos no múltiplo-efeito e a magnésia impediria a defecação. Entretanto, observar-se-á (p. 482) que às vezes a magnésia é sistematicamente misturada à cal, justamente para evitar as incrustações na evaporação.

Uma boa cal deve possuir uma dosagem de 90 a 95% de CaO. Emprega-se também a cal hidratada $Ca(OH)_2$, cuja atividade é proporcional ao seu teor de CaO. A cal hidratada pura contém 56/74 = 76% de CaO.

Leite de cal. — Ainda recentemente, certas usinas utilizavam a cal diretamente, misturando-a em estado sólido ao caldo.

A solubilidade da cal nos caldos aumenta com o teor de açúcar e diminui com a temperatura. Com uma temperatura de 80°C e um caldo com 10 a 12% de açúcar, dissolve-se 0,25 a 0,30% de CaO.

Como esta dissolução é relativamente lenta e difícil, não é aconselhável empregar a cal pulverizada: certas partes do caldo receberão um excesso de cal e outras uma quantidade insuficiente. É conveniente preparar um leite de cal, dissolvendo a cal pulverizada ou a cal virgem em pedras na água. Este leite de cal será, em seguida, misturado ao caldo; sua difusão será muito mais rápida e sua ação mais regular.

O leite de cal é preparado em dois tanques, dos quais um se esvazia, enquanto o outro se enche. São munidos dum agitador, girando entre 8 e 10 rpm, conforme o diâmetro. A capacidade de cada um dos dois tanques deverá corresponder a 90 ou 120 minutos de funcionamento da usina.

Os eixos que trabalham com a cal deverão ser de ferro fundido, e não de bronze.

Densidade. — Abaixo segue a relação entre os graus Baumé e as quantidades de cal contidas no leite.

QUADRO 25.1

Leite de cal

Graus Baumé	*Densidade*	*Gramas de CaO por litro*	*CaO % em peso*	*Kg de água a ser empregada por kg de CaO*
1°	1,007	7,5	0,745	133
2°	1,014	16,5	1,64	60
3°	1,021	26	2,54	38,4
5°	1,036	46	4,43	21,6
10°	1,074	94	8,74	10,4
15°	1,117	148	13,26	6,5
20°	1,161	206	17,72	4,6

Geralmente, prepara-se o leite de cal a 15° Baumé. Não se ultrapassa 20° Baumé, o que corresponde ao máximo, acima do qual as bombas e as tubulações se obstruiriam com demasiada freqüência.

Quando se emprega um regulador automático de *p*H, do tipo "Meci", pode-se utilizar o leite de cal a 10° Baumé para a dose fixa a ser colocada, porém não se deve ultrapassar 5° Baumé para o complemento variável regulado pelo aparelho automático, senão a regulagem seria errada. Geralmente, o complemento variável é feito a 2 ou 3° Baumé.

Consumo de cal. — Na fabricação do açúcar demerara por decantação comum, calculam-se 500 a 800 g de CaO por TC. Deve-se utilizar o mínimo de cal necessário para conseguir uma boa defecação e uma boa clarificação, com um *p*H do caldo clarificado bem próximo a 7,0, porque todo o excesso de cal é prejudicial e se revela no aumento do teor de cal do caldo clarificado. Honig (ISJ, fevereiro 1935, p. 64) calcula que, numa fabricação com defecação bem regulada, o teor de CaO do caldo clarificado não deve ultrapassar 400 mg/litro.

Métodos de defecação

Os métodos de defecação mais empregados são os seguintes:

1.° **Calagem fria.** — O caldo bruto proveniente das moendas, em geral, possui um *p*H próximo a 5,5. Recebe calagem até atingir um *p*H de 7,2 a 8,3, mais freqüentemente de cerca de 7,8. Em seguida, é enviado aos aquecedores, cuja superfície de aquecimento deve ser suficiente para levá-lo à temperatura de ebulição, isto é, no mínimo a 101°C. Por medida de segurança, procura-se sempre alcançar 103 ou 105°C. À saída do aquecedor, o caldo passa para um tanque flash, simples recipiente posto em seu percurso, no qual, pela liberação de vapor, chega novamente à sua temperatura de ebulição correspondente à pressão atmosférica, ou seja, 101°C. Em seguida, entra imediatamente nos clarificadores, onde se deposita o precipitado formado pela cal:

O caldo defecado, ou caldo clarificado, cai a um *p*H variável, de cerca de 6,8 a 7,2.

A decantação é completada ao cabo de:

60 minutos, aproximadamente	para os caldos de cana nobre (quase desaparecida)
90 a 120 minutos	para os caldos de cana híbrida
mais de 120 minutos	„ „ „ „ „ refratária.

A calagem fria é suficiente para os dois primeiros grupos de variedades de cana e a fabricação de demerara.

Quando os caldos são de tratamento difícil, eleva-se o *p*H até 8,3 na calagem. Este sistema deu bons resultados no Havaí (ISJ, 1945, p. 166).

2.° **Calagem quente.** — Muitas vezes, obtém-se uma clarificação melhor enviando primeiramente o caldo a um aquecedor aquecido com vapor de sangria

do 2.º corpo do múltiplo-efeito, para chegar a cerca de 70°C, efetuando, a seguir, a calagem, que é levada ao mesmo limite (por exemplo, *p*H 7,8), e continuando depois o aquecimento até 103°C.

Em Java, elevava-se o primeiro aquecimento a 90°C, ou mesmo até a ebulição, dispensando o segundo aquecimento.

Conforme Jenkins (ISJ, novembro 1933, p. 421), a calagem quente exige 15 a 20% a menos de cal, obtendo-se um resultado melhor.

Empregamos correntemente este método, obtendo um pequeno melhoramento, quando os caldos são refratários e a calagem fria não é satisfatória.

3.º **Calagem fracionada e aquecimento duplo.** — Este método foi aconselhado e aperfeiçoado pelo Colégio de Agricultura de Trindade. Destina-se especialmente ao tratamento dos caldos refratários e, em geral, proporciona um melhoramento nítido, quando a calagem comum se torna insuficiente. Consiste em:

Efetuar a calagem do caldo frio até o *p*H de 6,2 a 6,4.

Aquecer até a ebulição.

Fazer nova calagem até o *p*H de 7,6 a 8,2.

Aquecer novamente até a ebulição.

Deixar decantar.

Os *p*H indicados correspondem à adição de cerca de 1/3 da quantidade total de cal na 1.ª calagem, ou pré-calagem, e 2/3 na 2.ª calagem, ou calagem propriamente dita.

A pré-calagem pode ser levada até o *p*H de 6,6, porém não se deve ultrapassar este ponto. Na maioria dos casos, o *p*H de 6,3 é perfeitamente satisfatório

O 1.º aquecimento foi, algumas vezes, interrompido a 93°C. Era o método empregado na usina Central Guanica. Porém, sempre constatamos uma diminuição da clarificação, quando o aquecimento caía a menos de 98°C. Como medida de segurança, é melhor levá-lo até 103 ou 105°C.

A 2.ª calagem pode ultrapassar 8,2, mas o valor ótimo fica normalmente nas proximidades de 7,8. Efetuando a calagem até 8,4, o caldo defecado tornar-se-á alcalino, com *p*H de 7,2 a 7,4.

É absolutamente necessário que o 2.º aquecimento ultrapasse a temperatura de ebulição e será conveniente ir a 105°C, para não correr o risco de descer a menos de 101°C.

O *p*H final do caldo clarificado deve ser cerca de 6,8 a 6,9.

VANTAGENS. — Este método apresenta as seguintes vantagens sobre a calagem fria:

1.º Obtém-se menos lodo.

2.º O caldo clarificado é mais brilhante.

3.º O lodo filtra-se melhor, fornecendo torta seca e porosa.

4.º Os colóides azotados são eliminados numa proporção maior: cerca de 80%, em vez de 50%.

5.º O mesmo ocorre com a cera: 90%, em vez de 70%.

RUPTURA DO FLOCULADO. — Os partidários do método, e principalmente o Professor Davies, demonstraram, no Colégio de Agricultura de Trindade, que, após o término da calagem, qualquer agitação violenta do caldo tratado que contém o precipitado floculado, por exemplo, a passagem numa bomba com pistão e, sobretudo, numa bomba centrífuga, prejudicava consideravelmente a clarificação (ISJ, 1942, p. 246). Portanto, aconselha-se prever a instalação de tal modo que, após a pré-calagem, o caldo possa chegar à calagem e ao 2.º aquecimento por gravidade. Evidentemente, isto não é conseguido com facilidade, pelo menos com os aquecedores clássicos.

Esta ruptura do floculado constata-se também no caso da calagem comum.

Estes resultados foram confirmados na Índia (ISJ, 1942, p. 320): o emprego de bomba dificultava a decantação do caldo e aumentava a proporção de lodo e a porcentagem de colóides, diminuindo o aumento de pureza proporcionado pelo tratamento.

4.º **Calagem com ebulição.** — Esta constatação levou a uma modificação da calagem quente, evitando qualquer ruptura dos floculados. Consiste em efetuar a calagem do caldo não mais a 70°C, mas após o aquecimento, ou, com outras palavras, após a ebulição, a 101°C. O caldo aquecido é, então, enviado ao tanque flash acima do clarificador, ao qual também chega o leite de cal, para se obter uma mistura homogênea. Deste tanque o caldo escorre, por gravidade, sendo preferível um tubo inclinado a um vertical, para o clarificador, sem tempo de contato, sendo este assegurado no compartimento de floculação do clarificador.

É necessário esfriar a amostra contínua do caldo retirado para o registrador-dosador do *p*H; fazendo-o, por exemplo, passar em cascata sobre uma pequena escada com fundo duplo, onde circula água fria. No aparelho de medição do *p*H, empregar-se-ão elétrodos especiais para altas temperaturas: o elétrodo de calomelanos deve ter a junta de platina, o de vidro deve tê-la em vidro sem sódio.

Este método, generalizado em Maurício em 1966, fornece um bonito caldo claro e suplantou todos os outros métodos nesse país.

5.º **Método Java.** — Segue um método o qual, de acordo com Honig (ISJ, 1940, p. 34), teve a tendência de se tornar praticamente generalizado em Java, em 1939:

Pré-calagem do caldo bruto a um *p*H entre 6 e 6,6.

Separação do caldo bruto que recebeu pré-calagem em duas frações:

a) 40% de caldos com calagem fria, atingindo um *p*H de 9,5.

b) 60% de caldos aquecidos.

Mistura das duas frações, obtendo um *p*H de 7,6 a 7,8 e uma temperatura de 65°C.

6.º **Clarificação composta.** — A firma norte-americana Dorr, fabricante dos decantadores contínuos, ou "clarificadores", aperfeiçoou um método de defecação por ela denominado clarificação composta e que obteve um certo êxito no início. Exige a separação do caldo em 2 partes:

a) O caldo primário, ou caldo bruto de pressão seca, fornecido pelo esmagador e/ou a 1.ª moenda.

b) O caldo secundário, formado pelos caldos de pressão úmida e, em geral, fornecido pela 2.ª moenda, ou pela 2.ª e 3.ª moendas, no caso da embebição composta ou composta mista.

A clarificação composta consiste no tratamento separado destes tipos de caldo, os quais apresentam diferenças consideráveis.

a) Os caldos de pressão seca são mais densos, enquanto os caldos de pressão úmida contêm a maior parte da água de embebição.

b) Os primeiros também são os mais puros.

A primeira diferença (densidade) permite decantar com mais facilidade justamente os caldos menos puros, que têm maior necessidade de ser clarificados Com efeito, sabe-se que os caldos se decantam mais facilmente quanto mais baixa for sua densidade.

Cada um dos dois tipos de caldo recebe calagem e é aquecido:

Caldo primário	*Caldo secundário*
Calagem até um *p*H de 7,0 a 7,4	Calagem até um *p*H de 7,8 a 8,8
Aquecimento a 105°C	Aquecimento a 105°C
Decantação	Decantação

O caldo clarificado fornecido pelo clarificador primário vai à fabricação. Seu *p*H é de 6,8 a 7,1.

O lodo primário vai para a calagem secundária.

O caldo clarificado fornecido pelo clarificador secundário passa à calagem primária. Seu *p*H é de cerca de 6,8.

O lodo secundário vai para a filtração.

Em suma, apenas o caldo primário recebe a calagem comum, pelo menos para a parte (aproximadamente 90%) correspondente ao caldo clarificado. O caldo secundário recebe, no mínimo, 2 calagens e 2 aquecimentos (fig. 25.1). Certas partes destes caldos recebem um tratamento muito mais complicado.

Até os caldos primários podem ser tratados com uma calagem fracionada e aquecimento duplo. Durante um certo tempo, adotamos esta solução numa usina que tratava cana com caldo especialmente refratário. Este tratamento foi satisfatório, sem, no entanto, possibilitar resultados superiores àqueles da clarificação composta comum, à qual voltamos sem constatar inconvenientes e que permite um trajeto mais simples do caldo. Aparentemente, a clarificação composta fornece os mesmos resultados que a calagem fracionada e o duplo aquecimento e não é conveniente empregar estes dois métodos ao mesmo tempo.

VANTAGENS. — Este método, quanto à clarificação simples, apresenta a vantagem de permitir uma maior eliminação dos colóides: 30 a 37%, em vez

de 18 a 23%, de acordo com uma experiência efetuada em Kohala (Havaí, ISJ, 1938, p. 469). O aumento de pureza era de + 1,5 a + 1,9% para a clarificação composta, em comparação com — 0,3 a + 0,1% para a clarificação simples.

Entretanto, Tromp (p. 377) cita 21,5% de eliminação de colóides do caldo pela clarificação composta e 12% pela clarificação simples, correspondendo, aliás, a grosso modo, à mesma relação.

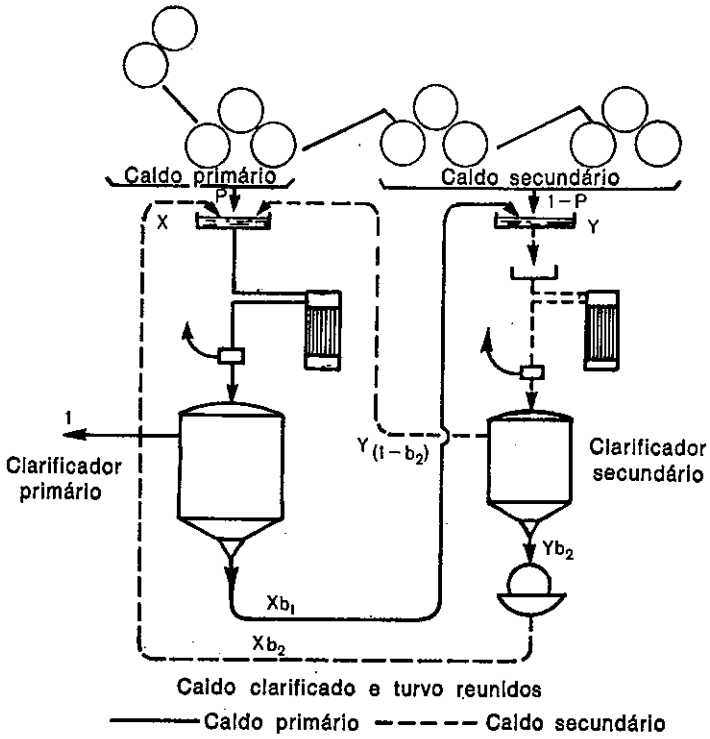


FIG. 25.1. — Clarificação composta.

Uma das vantagens principais da clarificação composta são as características físicas do lodo secundário, que permitem uma filtração melhor que as do lodo da clarificação simples. É um pouco mais grosso e a filtração a vácuo processa-se melhor; deste modo, o filtro Oliver tornou-se o complemento natural da clarificação composta Dorr.

INCONVENIENTES. — Apesar das vantagens citadas, foi necessário reconhecer que a recirculação duma certa proporção destes caldos e sua permanência prolongada nos clarificadores a uma temperatura elevada exerciam um efeito prejudicial, dificilmente expresso em números, porém suficiente para compensar as vantagens precedentes, diminuindo o rendimento final. Pouco a pouco, este método foi abandonado, entretanto fizemos questão de mencioná-lo e descrevê-lo, pois é instrutivo.

VARIANTE. — O mesmo ocorre com a variante. A clarificação do caldo da última moenda foi especialmente estudada em Porto Rico. Os melhores resultados foram constatados para os *p*H acima de 10: transparência, velocidade de decantação e lodo mais compacto (ISJ, 1934, p. 126). A partir de um *p*H de 8,5, as gomas seriam eliminadas gradualmente.

Seria suficiente aquecer este caldo a 90°C, evitando a destruição de sacarose e glucose, perigo a ser levado em consideração com alcalinidades tão elevadas.

Baseando-se nestes fatos, foi preconizada a calagem do caldo secundário a um *p*H entre 9,5 e 11. Assim, a simples reintrodução do caldo clarificado secundário no caldo primário permite chegar ao *p*H exigido e evitar uma calagem.

O caldo secundário é aquecido a 88-90°C pela razão acima, porém a alcalinidade muito alta fornece um caldo muito claro. O caldo primário deve sempre ser aquecido a um mínimo de 102°C.

REAÇÃO DO CALDO DEFECADO

A acidez ou a alcalinidade final do caldo defecado entrando na evaporação não é indiferente.

Quando se deseja obter um açúcar branco, é necessário um caldo defecado ácido e a manutenção de seu *p*H entre 6,4 e 6,6.

Na produção do açúcar demerara, pode-se deixar o caldo defecado um pouco alcalino, com um *p*H entre 7,1 e 7,5. Assim, evita-se qualquer risco de perda por inversão, que pode ocorrer no caso do caldo com *p*H 6,9.

Por outro lado, o teor alcalino aumenta consideravelmente o tempo de cozimento, dificultando a cristalização. Podem-se calcular cozimentos 20% mais demorados para um *p*H de 7,5 do que para um *p*H de 7,0.

CONTROLE DO *p*H

Para controlar e acompanhar o *p*H dos caldos, utilizam-se, geralmente, 3 métodos principais:

1.º O controle com papéis indicadores do tipo "Lyphan". São pequenos retângulos de papel, contidos numa caderneta, que são retirados conforme as necessidades. Cada papel possui uma larga faixa impregnada com um agente reator ao *p*H. Esta faixa está intercalada entre 6 outras faixas coloridas fixas, mais estreitas, apresentando cada uma a cor que a faixa sensível deve adquirir quando mergulhada num líquido com um *p*H dado. Os 6 *p*H correspondentes são graduados com *p*H diferindo uns dos outros de 0,2 ou 0,3. Molha-se o papel no caldo a ser controlado e conhece-se imediatamente o *p*H deste.

Estes papéis são fabricados no Vaduz (Liechtenstein, Europa). São úteis e práticos, porém suas indicações variam bastante de uma caixa à outra, conforme a fabricação e o tempo de estocagem. Portanto, as informações assim obtidas não devem ser consideradas como absolutas, nem exatas; no entanto, os papéis de uma mesma caixa são, em geral, comparáveis entre si. Porém, lendo

*p*H = 6,6, isto também pode corresponder, por exemplo, a um *p*H real de 7,0, sendo necessário não confiar em demasia no resultado.

2.º O controle com potenciômetro de laboratório. Estes aparelhos elétricos são exatos e evitam a apreciação pessoal do operador, porém necessitam de manutenção cuidadosa e se desregulam bastante freqüentemente.

3.º O controle com indicadores-registradores automáticos, do tipo MECI (licença francesa Leeds and Northrup). Estes aparelhos transmitem sobre uma faixa graduada as indicações dum galvanômetro; necessitam ser aferidos e conservados com cuidado, porém fornecem valores exatos. Seu emprego é especialmente indicado com reguladores automáticos de calagem da mesma marca; o conjunto funciona muito bem e a clarificação é melhor.

ELIMINAÇÃO DO AMIDO

O amido é, às vezes, encontrado nos caldos. Isto depende do solo e da variedade da cana. O teor normal é cerca de 200 a 300 mg por kg de caldo misto. É um elemento bastante prejudicial, pois normalmente não é eliminado na defecação e fica no açúcar, diminuindo sua filtrabilidade.

Na África do Sul (SASTA, 1960), Boyes assinala um meio simples para eliminar 50 a 60% do amido do caldo. Consiste em mandar novamente o caldo filtrado do Oliver ao caldo bruto, tornando-o menos ácido ou até alcalino e possibilitando uma reação entre as diastases nele contidas e o amido gelatinoso do caldo filtrado. A seguir, o caldo é aquecido a cerca de 70 a 80°C e decantado durante 8 a 13 minutos. Só então recebe a calagem.

Um método desenvolvido no mesmo país e que, sob o ponto de vista da eliminação do amido, teria uma eficiência de 90%, é o método Rabe (pronunciar Rabi). É empregado em Umzimkulu e consiste, contrariamente ao método usual de defecação com cal, ácido fosfórico e Separan, em enviar o caldo, já com calagem, fosfatado e aquecido a 65°C, a um misturador, em que recebe o floculante, em seguida, a um pequeno clarificador, de cerca de 100 l/TCH de volume, onde é retido durante apenas cerca de 6 minutos e no qual se faz o vácuo. O ar com o qual o caldo está saturado é liberado e sobe à superfície em bolhas, arrastando os precipitados, assim expulsos sob a forma de lodo, enquanto o caldo clarificado é trasfegado à parte inferior. Em seguida, é aquecido até a ebulição e enviado ao clarificador clássico.

Este método baseia-se no princípio de que o amido só se torna solúvel a 67°C: portanto, é necessário expulsá-lo antes que o líquido atinja esta temperatura.

OUTROS AGENTES REATORES UTILIZADOS

Além da cal, estudada acima, do SO_2, P_2O_5, CO_2 e MgO, que serão tratados nos capítulos seguintes, empregam-se ainda, de maneira suficientemente generalizada para serem citados, os seguintes agentes reatores:

1.º **O carbonato de sódio.** — Pode ser vantajoso substituir parcialmente a cal pelo carbonato de sódio, quando é necessário tratar caldos de cana alterada

pela geada ou pela permanência prolongada e forçada nos canaviais, após o corte, cana queimada que não foi moída imediatamente e, de uma maneira geral, a cana com caldos anormais. É melhor, porém, evitar o emprego de carbonato de sódio de maneira regular, pois é oneroso, colora o caldo e, conseqüentemente, o açúcar e diminui sua filtrabilidade, dificultando, assim, a refinação do açúcar produzido.

2.º **A Bentonita**, um silicato alumínico-magnesiano, também foi adicionada à clarificação, em Porto Rico, onde, em certas usinas, deu resultados muito satisfatórios.

3.º **O Separan AP. 30** é um coagulante que se acrescenta aos caldos a serem clarificados ou ao lodo a ser filtrado. É de custo elevado, mas parece melhorar a transparência do caldo e a decantação. Faz parte integrante do método Rapi-Floc (cf. p. 537). É empregado correntemente na dosagem de 1 a 3 g por TC; aconselham-se (ISJ, janeiro 1963, p. 18) as seguintes dosagens:

a) Caldos normais : 0,1 a 0,2 g por tonelada (melhora a capacidade).
b) Caldos refratários : 1 „ 1,5 „ „ „ .
c) Dose máxima : 3 „ „ „ .

26

SULFITAÇÃO

A defecação é um método universal e indispensável. Com a sulfitação não ocorre o mesmo: a maioria das usinas dispensa-a. É, porém, o método auxiliar mais difundido da defecação.

AÇÃO DO ÁCIDO SULFUROSO SOBRE OS CALDOS

A ação do ácido sulfuroso, SO_2, sobre os caldos apresenta os seguintes efeitos:

1.º Eliminar as matérias corantes (propriedade comum a todos os ácidos).

2.º Transformar em compostos ferrosos incolores os sais férricos que o contato com as moendas, gamelões e tubos possa ter formado.

O ENXOFRE

O ácido sulfuroso é preparado a partir do enxofre.

O enxofre é vendido sob a forma de pedaços ou cilindros. O enxofre da Sicília e o da América são melhores que o enxofre da Índia e o de Java. Com efeito, o enxofre da Sicília é formado de enxofre octaédrico α, cujo ponto de fusão (114°C) é bem mais baixo que o do enxofre prismático β e o do enxofre precipitado γ (200°C).

A COMBUSTÃO DO ENXOFRE

O ácido sulfuroso é um gás proveniente da combustão do enxofre:

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

$$32\ g + 32\ g = 64\ g$$

Portanto, 1 kg de enxofre necessita 1 kg de oxigênio. A reação ocorre com a liberação de 2217 kcal por kg de enxofre. A combustão ocorre a 363°C.

Se ela se efetuasse com a quantidade exatamente necessária, seria preciso o seguinte peso de ar:

$$\frac{100}{23,15} = 4,3 \text{ vezes o peso do enxofre}$$

(o ar contém 23,15% de oxigênio, relativamente ao seu peso).

O volume máximo de SO_2 nos gases de combustão é também 21% (o ar contém 20,84% de oxigênio, relativamente ao seu volume).

Porém, não seria possível queimar 100% do oxigênio introduzido no forno. Portanto, é preciso admitir um excesso de ar. Se fosse necessário chegar a 100% de excesso de ar, seria preciso colocar um peso de ar de 8 ou 9 vezes o peso de enxofre e só se obteria 10% de SO_2 nos gases. Em geral, é possível obter 12 a 16%, em média 14%.

Precaução. — Na presença de água, o enxofre queima, formando o anidrido sulfúrico SO_3, no lugar do anidrido sulfuroso SO_2. Reagindo com água, o SO_3 transforma-se imediatamente em ácido sulfúrico. Portanto, é preciso ter o máximo cuidado, para que a água não entre no forno de enxofre.

Por isso, sempre é necessário secar o ar de combustão do enxofre. Para isto o ar passa sobre cal virgem, que tem muita afinidade com a água e absorve a umidade do ar.

É conveniente substituir a cal virgem, antes que esteja completamente saturada. Isto pode ser feito a cada 8 horas, por exemplo. É um detalhe nem sempre bastante observado em certas usinas com sulfitação e os prejuízos em açúcar, chapas e tubos são elevados.

FORNO DE ENXOFRE

A figura 26.1 mostra o forno de enxofre com os aparelhos para a sulfitação Quarez. É composto de bandejas formadas por uma gaveta corrediça num compartimento. Na gaveta inferior, pela qual entra o ar de combustão, coloca-se a cal virgem. Em seguida, o ar passa para a bandeja superior, sobre a qual se espalhou o enxofre, que é aceso no momento da utilização. Chicanas fazem descer o ar, obrigando-o a passar em contato com a cal e o enxofre: sem estas chicanas, o rendimento do forno diminuiria de 50%.

À saída do compartimento de enxofre, o gás, contendo agora 12 a 16% de SO_2, sobe a coluna do aparelho de sulfitação através dum sublimador e uma chaminé com paredes duplas e circulação de água. A água, que esfriou esta chaminé, passa a seguir sobre o forno, o qual é esfriado, por sua vez.

Estas precauções têm a finalidade de:

1.° Proteger o metal dos fornos, que seria rapidamente corroído se fosse aquecido até se tornar vermelho.

2.º Condensar a parte do enxofre que seria sublimada. Com efeito, a maior parte do enxofre queima sob a forma de SO_2, porém há sempre uma parte que se sublima e sai sob a forma de vapor, sobretudo se não entrar ar em quantidade suficiente.

3.º Esfriar o gás sulfuroso, antes de deixá-lo entrar em contato com o caldo.

Temperatura. — A 1200°C, o anidrido sulfuroso decompõe-se:

$$SO_2 \rightarrow S + O_2$$

e o oxigênio originado reage imediatamente sobre o SO_2 do ambiente, para produzir o anidrido sulfúrico:

$$SO_2 + O \rightarrow SO_3.$$

Esta reação começa a fazer-se sentir a partir de cerca de 900°C. É um segundo motivo para evitar que alguma parte do forno se aqueça até ficar vermelha ou levar a combustão, em um ponto, a uma temperatura mais alta do que em outros pontos (caso possível em certos fornos com alimentação de ar comprimido).

Para se livrar do ácido sulfúrico que se possa ter formado, lava-se o gás, fazendo-o passar em bolhas pelo líquido. Os fornos Quarez, cuja combustão é bem estudada, não possuem lavador e o gás por eles fornecido é praticamente livre de ácido sulfúrico, se o forno for bem operado.

A temperatura no forno é de 320 a 350°C; à saída, cerca de 250 a 300°C. Não se deve ultrapassar 300°C neste ponto, porque poderia ocorrer sublimação. Após o esfriamento, os gases devem ficar entre 100 e 200°C.

Capacidade. — Para um funcionamento ótimo, a superfície das bandejas dum forno de enxofre deve corresponder a 20 a 25 kg de enxofre por m^2 de bandeja e por hora. Entretanto, é possível chegar até 35 kg/m^2 h (PST, p. 652).

Utilizando um compressor de ar, calculam-se 6 000 litros de ar (supostos a 0°C e sob uma pressão de 760 mm) por kg de enxofre. Esta quantidade corresponde a um gás com cerca de 12% de SO_2.

Consumo de cal. — Na prática, calculam-se 300 g de CaO por m^3 de ar introduzido no forno. Isto corresponde a cerca de 1 750 g de CaO por kg de enxofre. Portanto, gastam-se cerca de 2 vezes mais de cal virgem no forno que de enxofre.

Consumo de enxofre. — A quantidade de enxofre necessária depende do método de clarificação adotado, da acidez final desejada e da quantidade de cal acrescentada à defecação.

Para um mesmo *p*H final do caldo, pode-se calcular que cada kg de enxofre utilizado corresponde a um consumo suplementar de 2,2 kg de cal na defecação (ISJ, junho 1958, p. 158).

Geralmente, quando os caldos são sulfitados, emprega-se 0,25 a 0,50 de enxofre por 1 000 de cana, ou seja, 250 a 500 g por TC. Se o caldo e o xarope receberam sulfitação, necessita-se cerca de 1 kg de enxofre por TC.

APARELHO DE SULFITAÇÃO

Antigamente, o aparelho de sulfitação adotado de maneira mais generalizada nas usinas francesas era o Quarez, que recebeu o nome de seu inventor (fig. 26.1). Consiste num tanque de forma retangular dividido em 2 compartimentos desiguais intercomunicantes. O caldo a ser sulfitado chega ao compartimento pequeno; uma bomba o envia à coluna de SO_2. Esta tem a forma de sifão, de acordo com o princípio do ejetor. Assim se produz uma aspiração do gás sulfuroso e a sulfitação se faz por contato e mistura na coluna vertical descendente, a qual reconduz o caldo ao tanque.

O azoto e o oxigênio que acompanham o SO_2 no gás do forno de enxofre liberam-se sob a forma de bolhas na parte inferior desta coluna e são devolvidos à atmosfera por uma pequena chaminé.

A bomba é denominada "bomba de circulação do Quarez". Sua vazão regula o grau de sulfitação desejado. Portanto, faz-se variar a porcentagem de SO_2 no caldo modificando a velocidade desta bomba. Normalmente, ela deve ser capaz duma vazão de, no mínimo, 1,5 vezes o volume do caldo a ser tratado.

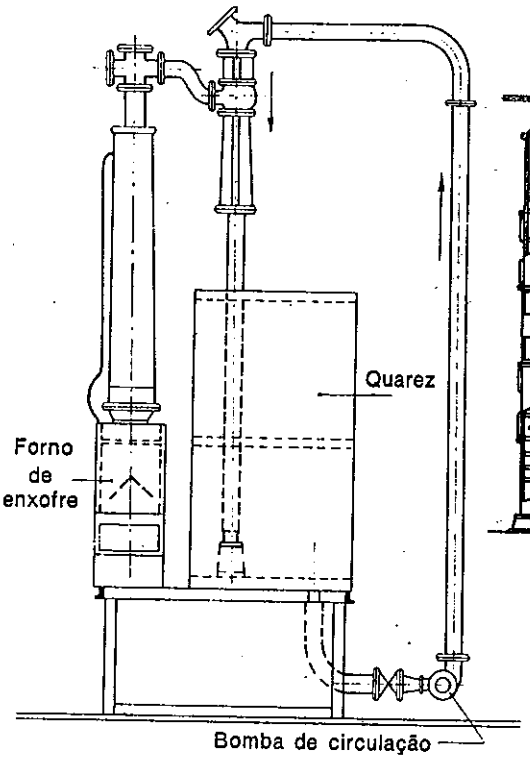


FIG. 26.1. — Forno de enxofre e Quarez.

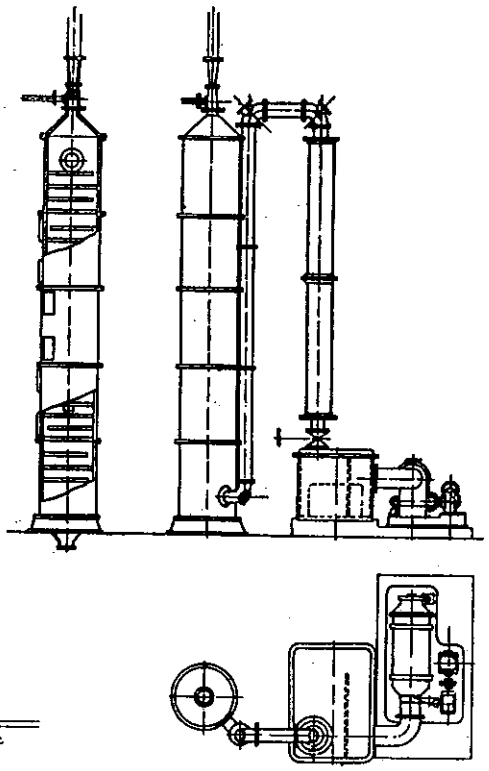


FIG. 26.2. — Forno de enxofre rotativo e coluna de sulfitação (Fives-Lille Cail).

Atualmente, o Quarez é substituído por uma coluna de sulfitação, a qual evita a bomba de circulação, e o forno de enxofre clássico, com chicanas, é substituído por um forno rotativo, mais eficiente (fig. 26.2).

MÉTODOS DE SULFITAÇÃO

O método de sulfitação clássico era o seguinte:

a) **Sulfitação fria**

Partindo do caldo bruto:

Sulfitar até um *p*H de 3,8 (controlar com laranja metílico ou azul de bromofenol).

Efetuar calagem até um *p*H de 7,0 (controlar com púrpura bromocresólico ou vermelho de fenol).

Aquecer até a ebulição e mandar ao clarificador.

Conforme os resultados observados, a sulfitação pode ser interrompida a um *p*H de 4,0 ou 4,5; o *p*H final desejado é de 6,9 a 7,0. Com outras palavras, quando o caldo entra nos aquecedores deve estar neutro ou levemente ácido. Antes do controle pelo *p*H, este ponto era conseguido verificando se o caldo não tingia de rosa um papel de fenolftaleína ou de vermelho um papel de tornassol azul.

b) **Sulfitação quente**

A sulfitação origina a produção de sulfito de Ca. Este sal é mais solúvel a uma temperatura ambiente do que a quente, sendo que a solubilização mínima ocorre por volta de 75°C; portanto, no método a frio, o sulfito de Ca deposita-se nos tubos dos aquecedores. Para evitar este inconveniente, modifica-se da seguinte maneira a sulfitação clássica. Partindo do caldo bruto:

Aquecimento entre 70 e 80°C (é melhor não ultrapassar 75°C).

Sulfitação.

Calagem.

Aquecimento até ebulição.

Entrada no clarificador.

Em 1945, o método de sulfitação aperfeiçoado em Java era o seguinte (FAS, outubro 1945, p. 44):

Aquecimento do caldo bruto até 50°C.

Calagem.

Sulfitação até um *p*H de 7,2.

Aquecimento até ebulição.

Decantação.

Sob o ponto de vista da cor e da eliminação dos colóides, o método de Java, experimentado em laboratório na Índia, foi julgado o melhor método de sulfitação.

A sulfitação quente reduz significativamente as quantidades necessárias de cal e de SO_2.

c) **Calagem fracionada e sulfitação**

Na purificação dos caldos refratários, a sulfitação quente é, às vezes, utilizada com êxito. Quando esta se torna insuficiente, às vezes obtêm-se resultados com modificações similares às seguintes. Segue um método preconizado na India (ISJ, 1942, p. 184):

Pré-calagem até um *p*H de 8,0.
Aquecimento até 50 ou 70°C.
Sulfitação até um *p*H de 5,1 a 5,3.
Segunda calagem, até um *p*H de 7,0 a 7,2.
Aquecimento até ebulição.

Em Maurício, com caldos de tratamento fácil, preconizava-se:

Aquecimento até 55 ou 60°C.
Pré-calagem com 400 g de CaO por tonelada.
Sulfitação com 0,4 g de SO_2 por litro.
Calagem final até um *p*H de 7,4.
Aquecimento até ebulição.

É NECESSÁRIO SULFITAR ANTES OU APÓS A CALAGEM?

Pode-se sulfitar tanto antes como depois da calagem. O que importa é chegar ao mesmo *p*H final do caldo a ser decantado.

Entretanto, o emprego de um ou do outro método não é totalmente indiferente. A rapidez da decantação e o volume do lodo dependem da reação do meio no qual se forma o precipitado:

a) Formando-se num meio alcalino, será hidratado, havendo um aumento do volume do lodo.

b) Formando-se num meio ácido, a velocidade de decantação será superior e o lodo mais compacto.

Na prática, admitem-se as seguintes diferenças:

1.° **Calagem antes da sulfitação.** — Decantação mais lenta.

Maior volume de lodo, exigindo maior capacidade de filtração.

A pré-calagem quente diminui estes inconvenientes.

2.° **Sulfitação antes da calagem.** — De uma maneira geral, este segundo método é preferível. É indicado, sobretudo, quando se mói cana não madura, caso generalizado na Louisiana.

Uma boa coagulação das impurezas exige que, antes da adição da cal, a sulfitação se efetue:

a) Com uma acidez elevada (*p*H de 3,8 a 4,0) e uma temperatura baixa (30 a 40°C).

b) Com uma acidez fraca (*p*H de 5,1 a 5,3) e uma temperatura elevada (70 a 75°C).

Sob o ponto de vista da eliminação das impurezas, medida pelo aumento de pureza entre o caldo clarificado e o caldo bruto, as opiniões são divergentes. Observamos dois pontos de vista opostos, ambos provenientes dum mesmo país, a India (FAS, janeiro 1941, p. 29 e ISJ, 1941, p. 373). Portanto, é provável que os resultados mudem conforme as circunstâncias, e o melhor é experimentar os dois métodos.

Aliás, os técnicos indianos insistem em que as duas operações, calagem e sulfitação, se efetuem o mais simultaneamente possível. Efetuam as duas no mesmo aparelho e asseguram que os resultados são superiores àqueles obtidos tanto pela sulfitação antes como após a calagem.

Sobretudo, é preciso ter cuidado para não manter o caldo com uma alcalinidade e temperatura elevadas ao mesmo tempo, o que levaria à destruição dos açúcares redutores e aumentaria a coloração.

VANTAGENS E INCONVENIENTES DA SULFITAÇÃO

Comparando os resultados práticos da sulfitação com aqueles da defecação comum, observam-se as vantagens e os inconvenientes seguintes:

Vantagens

1.º Os caldos decantam-se mais rapidamente (proporcionando aumento de capacidade nos clarificadores).

2.º As massas cozidas são menos viscosas e concentram-se mais rapidamente.

3.º Conseqüentemente, há melhor cristalização.

4.º Melhoramento nítido da cor do açúcar.

5.º Diminuição do tempo de clarificação e cozimento.

6.º Pequeno aumento da capacidade das turbinas.

7.º Melhor eliminação dos fosfatos e das ceras (Douwes-Dekker, S. y A., abril 1964, p. 50), permitindo uma filtração melhor e uma qualidade superior do açúcar produzido, para a refinaria.

Inconvenientes

1.º Depósitos muito maiores nos aquecedores. É possível eliminá-los pela sulfitação quente, sendo, porém, necessário aumentar a superfície dos aquecedores.

2.º Teor de cinzas mais alto no açúcar obtido (Sp. and M., 9.ª edição, p. 109).

3.º Gastos mais elevados (aparelho de sulfitação, enxofre, cal, desgaste dos aparelhos e tubulações).

SULFITAÇÃO DO XAROPE

Uma das melhores maneiras de se obter açúcar branco é recorrer a uma segunda sulfitação, após a evaporação.

Adiciona-se cal e procede-se à sulfitação. Geralmente, a operação se efetua no xarope, após a evaporação, porém, no Havaí, sulfitou-se o caldo do terceiro corpo de um quádruplo, retirando-o do corpo e repondo-o continuamente. Acrescentava-se cal e SO_2 simultaneamente, mantendo o *p*H a cerca de 7,0. A quantidade de cal variava de 1,5 a 2,1 kg, calculada em CaO, e a quantidade de enxofre de 1,3 a 1,8 kg por TC (FAS, outubro 1943, p. 34). O caldo tratado passava num filtro Vallez e a torta obtida era enviada ao filtro Oliver da clarificação. Na entrada do quarto corpo, o *p*H era de 7,1.

O método possui pequenas variações, porém, geralmente, procede-se à calagem, à sulfitação e à filtração. Noël Deerr (p. 291) aconselha o adicionamento de leite de cal, numa proporção de 2 a 2,5% do peso do xarope, ou seja, 0,3 a 0,4% de cal virgem. Sulfita-se imediatamente até a neutralização; filtra-se o precipitado espesso formado e sulfita-se novamente até uma acidez leve.

Na Índia (FAS, junho 1940, p. 30), mantém-se o xarope com um *p*H entre 6 e 5,5, gastando apenas 0,1 a 0,2 kg de enxofre por TC.

27

CLARIFICAÇÃO COM O ÁCIDO FOSFÓRICO

PAPEL DO ÁCIDO FOSFÓRICO NOS CALDOS

O ácido fosfórico é encontrado na cana sob 2 formas principais:

1.º Fosfatos solúveis do caldo.

2.º Em combinação na proteína das células.

Como estes últimos compostos são insolúveis, somente os fosfatos solúveis intervêm na defecação. Reagem sobre a cal e formam um precipitado, o qual constitui uma parte relativamente importante do precipitado produzido no caldo pela cal.

Demonstrou-se que a clarificação se torna mais fácil quanto maior for a quantidade de ácido fosfórico. O teor médio de ácido fosfórico do caldo normal é de cerca de 250 mg por litro.

Infelizmente, certas variedades de cana fornecem um caldo pobre em ácido fosfórico, tornando seu tratamento difícil. São as canas chamadas "refratárias", cujo tipo é o POJ. 2878. Estes caldos são melhorados incorporando-lhes, antes da defecação, artificialmente, a quantidade de ácido fosfórico necessária.

QUANTIDADE DE ÁCIDO FOSFÓRICO NECESSÁRIA

Esta quantidade muda, de acordo com a variedade da cana e as circunstâncias. Calcula-se, geralmente, um mínimo de 300 mg de ácido fosfórico por litro de caldo. Ora, certas variedades de cana possuem, muitas vezes, apenas 200 mg e chegam, às vezes, a 50 mg. Então se torna necessário completar a diferença.

Todas estas quantidades são dadas em P_2O_5.

AÇÃO DO ÁCIDO FOSFÓRICO SOBRE O CALDO

O ácido fosfórico, acrescentado ao caldo, precipita uma parte dos colóides e das matérias corantes que contém.

O precipitado formado com a cal é o fosfato tricálcico. Infelizmente, é um precipitado gelatinoso de difícil filtração.

FORMAS DE UTILIZAÇÃO DO ÁCIDO FOSFÓRICO

No comércio encontra-se o ácido fosfórico utilizado nas usinas de cana-de-açúcar sob a forma de produtos pulverizados ou pastosos: superfosfato Packard, asbuslita, sumaphos etc. Na falta destes produtos, pode-se usar superfosfato comum ou fosfato bicálcico.

Estas matérias contêm 30 a 60% de P_2O_5. O sumaphos, 42%, o fosfato bicálcico, 38 a 42%.

São diluídos para formar uma solução a 12 ou 15° Baumé.

MÉTODOS

O ácido fosfórico é acrescentado antes da calagem. Em seguida, continua-se o método de purificação adotado. Para obter o mesmo *p*H na calagem, evidentemente será preciso adicionar mais cal, porque o ácido fosfórico diminui o *p*H original do caldo, que é geralmente de cerca de 5,5 a 4,5 ou 4,6, utilizando-se uma dose média. Entretanto, certas pessoas acreditam que, na prática, o emprego de ácido fosfórico leva a uma economia de cal (?).

Sem inconveniente, é possível combinar a clarificação pelo ácido fosfórico com a sulfitação. Segue um método utilizado na Índia (FAS, agosto 1938, p. 30) para caldos refratários:

Adição do ácido fosfórico ao caldo misto.

Calagem até um *p*H $\geqslant$ 8.

Aquecimento até 70 ou 75°C.

Sulfitação até um *p*H de 6,8 a 7,8.

VANTAGENS

O emprego do ácido fosfórico melhora a clarificação dos caldos refratários.

Muitas vezes, permite suprimir a sulfitação. Com outras palavras, numa certa medida, pode-se substituir o ácido sulfuroso pelo ácido fosfórico.

Sob este aspecto, a clarificação com ácido fosfórico é muito menos onerosa que a sulfitação, não exige aparelho especial, evita a corrosão das chapas e dos tubos e diminui as incrustações nos aquecedores e no múltiplo-efeito.

Porém, o ácido fosfórico deve, preferivelmente, ser considerado não tanto como um substituto, mas como um auxiliar da clarificação, ao qual se deve recorrer quando se encontram dificuldades excepcionais de decantação ou filtração.

28

CARBONATAÇÃO

AÇÃO DO ÁCIDO CARBÔNICO SOBRE OS CALDOS

Périer e Possoz usaram, em 1859, a carbonatação na fabricação do açúcar de beterraba. Assinalam que, provocando-se num caldo um precipitado de carbonato de cal, este englobará as matérias corantes e as gomas, se a reação continuar alcalina, e se tornará assim um complemento importante da clarificação. O precipitado formado é granuloso e facilmente filtrado:

$$CO_2 + Ca(OH)_2 \rightarrow CO_3Ca \downarrow + H_2O.$$

O mesmo método foi utilizado na fabricação do açúcar de cana. No entanto, embora a carbonatação se tenha generalizado para a beterraba, na cana continuou uma exceção.

MÉTODOS

Pode-se proceder de várias maneiras, das quais as seguintes são as mais importantes:

Carbonatação simples,
" dupla,
" de Haan,
" do semi-xarope.

A carbonatação dupla, mais eficiente que a simples, processa-se da seguinte maneira:

Calagem elevada,

Carbonatação deixando uma alcalinidade muito pronunciada,

Filtração,

Segunda carbonatação, até uma alcalinidade muito baixa,

Ebulição,

Segunda filtração.

A carbonatação nunca deve ser efetuada a uma temperatura superior a 55°C, máximo admissível sem perigo de destruição da glucose. Ora, a glucose, além de sua utilização na destilaria, evita a imobilização duma quantidade correspondente de sacarose, nos melaços.

Por outro lado, abaixo de 45°C a reação é muito lenta e incompleta. Portanto, é preciso aproximar-se de 55°C e, para conservar uma margem de segurança nos dois sentidos, mantém-se, geralmente, 50°C.

Esta temperatura é obtida pela passagem através dum aquecedor, ou por uma serpentina de vapor, colocada no fundo dos tanques de carbonatação.

Entre a cal do ácido carbônico e o caldo forma-se, durante a primeira carbonatação, um sucrocarbonato de cal:

$$C_{12}H_{22}O_{11}, 3\ CO_3Ca, 2\ Ca(OH)_2$$

o qual é gelatinoso e indissolúvel e arrastaria uma quantidade considerável de açúcar. Felizmente, é decomposto após um certo tempo. Este composto viscoso provoca, ao mesmo tempo, a formação de espuma abundante.

O caldo será mantido no tanque de carbonatação durante:

25 minutos para a 1.ª carbonatação, ou 30 minutos, incluindo o abastecimento e o esvaziamento;

15 minutos para a 2.ª, incluindo abastecimento e esvaziamento.

Portanto, a capacidade dos tanques da 2.ª carbonatação deve ser aproximadamente a metade da capacidade dos tanques da 1.ª.

Carbonatação dupla

Os motivos que levaram à carbonatação dupla são os seguintes:

1.º Levando a ação do CO_2 até a reação completa, os sais insolúveis de cal formados decompor-se-iam e entrariam novamente em solução no caldo. Para evitar esta decomposição, a ação é interrompida no ponto de alcalinidade desejado. Procede-se à filtração e, como estes sais são eliminados por filtração, pode-se continuar a carbonatação, ou melhor, recomeçar uma segunda carbonatação, levada, então, até quase atingir a neutralização.

2.º Pedaços grossos de cal mal dissolvidos podem continuar a dissolver-se, após uma 1.ª carbonatação, e levar a solução, pouco a pouco, a uma reação alcalina. Com o caldo passando a seguir nos aquecedores, a glucose seria decomposta (os açúcares redutores decompõem-se com um *p*H e uma temperatura elevados) e os caldos voltariam à sua coloração. A 1.ª filtração e a 2.ª carbonatação eliminam os pedaços de cal e estabilizam, portanto, o *p*H.

Para a beterraba, empregam-se, às vezes, 3 carbonatações sucessivas.

Sulfitação

Com a mesma finalidade de eliminar toda a alcalinidade, pode-se combinar sulfitação e carbonatação, sulfitando após a 1.ª filtração, até a neutralização ou leve acidez. Este método fornece o açúcar branco mais bonito. Torna inútil a 2.ª carbonatação.

Em Formosa (S. y A., maio 1965, p. 48), procede-se a uma dupla carbonatação com dupla sulfitação. O caldo é aquecido até 55°C, carbonatado de modo descontínuo 10 a 15 minutos em torre vertical, enquanto o leite de cal a 15° Baumé é introduzido pela parte superior da torre, numa proporção de cerca de 2% do peso do caldo, cujo *p*H atinge 10,5. Isto provoca uma forte precipitação dos sais de cal, arrastando os colóides. Segue a 1.ª filtração (calcular 7 a 8 m² de filtro-prensa por TCH). — Aquecimento a 85°C. — Segunda carbonatação contínua, para retirar o excesso dos sais de cal, até o *p*H de 8,5. — Segunda filtração (calcular 3 a 3,5 m² de filtro-prensa por TCH). — 1.ª sulfitação até a neutralização. — Evaporação até 60° Brix. — 2.ª sulfitação e 3.ª filtração, fornecendo um xarope branco e limpo para o cozimento. Obtém-se, assim, um açúcar com 99,6 a 99,9 de pol, umidade de 0,04%, redutores < 0,04%, cinzas < 0,06%.

Carbonatação de Haan

De Haan teve a idéia de acrescentar simultaneamente a cal e o ácido carbônico, de modo que a alcalinidade continua relativamente baixa. Este método apresenta as enormes vantagens de:

1.° suprimir a espuma;

2.° evitar a formação do sucrocarbonato gelatinoso.

Nos aquecedores, o caldo é aquecido a 55°C e enviado aos tanques de carbonatação. Introduz-se o CO_2 ao mesmo tempo que o leite de cal, mantendo o *p*H constante, o que se verifica com a ajuda dum papel especial de fenolftaleína, tratado com ácido oxálico e que muda de cor com uma dada alcalinidade. Quando a quantidade estabelecida de cal foi introduzida, leva-se a carbonatação até a neutralização indicada pela fenolftaleína. O processo é terminado como na carbonatação simples.

Este método permite uma grande economia de espaço, aumentando a capacidade dos tanques, uma economia significativa de cal, um pequeno aumento de pureza e fornece um açúcar mais bonito. Conforme a opinião de Douwes-Dekker (RAM, outubro-dezembro 1965, p. 254), é o método que permite a melhor eliminação das impurezas.

Carbonatação do semi-xarope

Denomina-se "semi-xarope" (em inglês, "middle juice") o caldo parcialmente concentrado, retirado da evaporação no ponto em que atinge 35 a 42° Brix.

A carbonatação do semi-xarope foi iniciada em Java por volta de 1938, porém hoje é limitada a Formosa, onde se generaliza progressivamente (PST, Vol. I, p. 711, artigo de T.Y. Chou). Consiste em:

1.º Aquecer o caldo até 102ºC.

2.º Efetuar calagem até um *p*H de 7,0 a 7,2.

3.º Enviar o caldo, diretamente após a calagem, à evaporação, fazendo-o passar nos corpos 1, 2 e 4. Sai com cerca de 35 a 42º Brix e uma temperatura de 55ºC: o último corpo é escolhido, porque esta é a temperatura ótima para a carbonatação.

4.º Efetuar calagem e carbonatação até um *p*H de 9,8 a 10,3.

5.º Filtrar.

6.º 2.ª carbonatação, até um *p*H de 8,2 a 8,5.

7.º Aquecer até 75 a 80ºC.

8.º 2.ª filtração.

9.º Sulfitar até um *p*H de 7,0 a 7,3.

10.º Reconduzir à evaporação, para a passagem no 3.º corpo.

11.º 2.ª sulfitação, até um *p*H de 6,0 a 6,2.

Este método apresenta a vantagem de reduzir consideravelmente o consumo de cal, de cerca de 40%; de permitir uma purificação melhor e uma eliminação superior das impurezas; de proporcionar, portanto, um açúcar mais bonito; de diminuir consideravelmente as incrustações no múltiplo-efeito, propiciando economia de soda para a limpeza dos corpos.

Por outro lado, seu uso é bastante difícil e exige um controle minucioso.

QUANTIDADES NECESSÁRIAS DE CAL

Seguem, de acordo com Prinsen Geerligs (Pract. Wh. Sug. Manuf., p. 69), as quantidades de cal em kg necessárias por TC, para os diferentes métodos de clarificação, assim como as quantidades de pedra de calcário correspondentes e das várias outras matérias-primas:

QUADRO 28.1

Produtos empregados nos diferentes métodos de purificação, em kg/TC

	CaO	*Pedra de calcário*	*Coque*	*Enxofre*	P_2O_5
Sulfitação	0,8-1,5			0,5	
Sulfitação e ácido fosfórico	1			0,1	0,1
Carbonatação simples	18	35	4	0,2	
Carbonatação dupla contínua	18	35	4	0,2	-
Carbonatação dupla comum	20-23	40-45	4,4	0,2	
Carbonatação de Haan	12	23	2,5		
Carbonatação do semi-xarope	9	20	2		

Este quadro foi completado acrescentando-lhe a última linha.

Honig (Sp. and M., 9.ª edição, p. 119) calcula 25 a 30 kg de pedra de calcário por TC, provavelmente considerando a carbonatação de Haan, e 15 kg/TC no caso da carbonatação do semi-xarope.

Rault afirma (39.º C. SASTA, 1965, p. 59) que, quanto maior for a quantidade de cal utilizada, melhor será a eliminação das gomas.

FORNO DE CAL

O ácido carbônico necessário à carbonatação é preparado, ao mesmo tempo que a cal, num forno de cal instalado junto à usina (fig 28.1).

Como a cal é uma matéria sólida e de conservação relativamente fácil, as usinas que empregam a defecação simples podem comprá-la. Como o ácido carbônico é um gás, ainda não foi possível obtê-lo de outra maneira que não fosse a produção no próprio local e como, para sua fabricação, se utiliza a pedra de calcário ou corais formados de carbonato de cal mais ou menos puro, obtém-se, ao mesmo tempo, a cal:

$$CO_3Ca = CaO + CO_2.$$

Combustível. — Para provocar esta dissociação, necessitam-se, na prática, cerca de 700 kcal por kg de calcário. Obtém-se este calor queimando coque, ou um outro combustível, no forno. Para assegurar a distribuição de calor na massa calcária, colocam-se alternadamente camadas de coque e camadas de pedra de calcário.

Geralmente, empregam-se 8 a 10 kg de coque % de pedra de calcário. Excepcionalmente, é possível diminuir até 7%.

O coque contém 75 a 90% de carbono, em média 85%. Seu poder calorífico é de cerca de 7 000 kcal/kg.

Em Java, empregava-se como combustível uma mistura de coque e de carvão, na proporção de 1 de coque para 10 de carvão. No início da operação, as 2 camadas inferiores eram preparadas com 1 de coque para 5 de carvão.

Tromp assinala (FAS, dezembro 1940, p. 40) que o bagaço foi utilizado com êxito como combustível nos fornos de cal e que os resultados foram excelentes.

Pedra de calcário. — A pedra de calcário provém de pedreiras de calcário ou de bancos de corais.

As pedras de calcário contêm 85 a 98% de CO_3Ca, em média 90%.

Os corais, se foram colhidos recentemente no mar, devem ser lavados ou deixados sob a chuva, para livrá-los do sal marinho contido. Aconselha-se evitar a cal de corais, que contém uma proporção elevada de magnésio. Esta recomendação é de difícil conciliação com os métodos descritos no capítulo 29.

Devem-se preferir pedras de tamanho aproximadamente igual, senão a parte central dos pedaços grandes não ficará calcinada e os pequenos serão demasiadamente queimados. Os pedaços de coque devem ter mais ou menos a metade do tamanho das pedras (0,5 a 0,6).

Operação do forno. — A temperatura do forno deve ser mantida em certos limites; ultrapassando 1 350°C, obtém-se a chamada cal apagada, isto é, uma cal inerte e inutilizável: os silicatos fundiram-se, formando vidro.

A dissociação do calcário começa por volta de 600°C. A melhor temperatura fica entre 1 100 e 1 300°C.

Forno. — Observa-se (fig. 28.1) o corte dum forno de cal do tipo Khern, que é o mais difundido. O carregamento faz-se por basculamento na parte superior, como também a tomada de CO_2. A inflamação do forno e a retirada da cal são feitas na parte inferior.

O CO_2 se desprende com uma temperatura de 70 a 120°C e atravessa um lavador-separador de poeira, que o deixa com cerca de 60°C. A esta temperatura, 1 kg de CO_2 ocupa 617 dm^3, à pressão atmosférica.

Capacidade dos fornos de cal. — Esta capacidade é muito variável. Tromp (p. 342) calcula uma produção de 400 a 1 200 kg de CaO em 24 horas, por m^3 de volume do forno. Em média, calculam-se 500 kg.

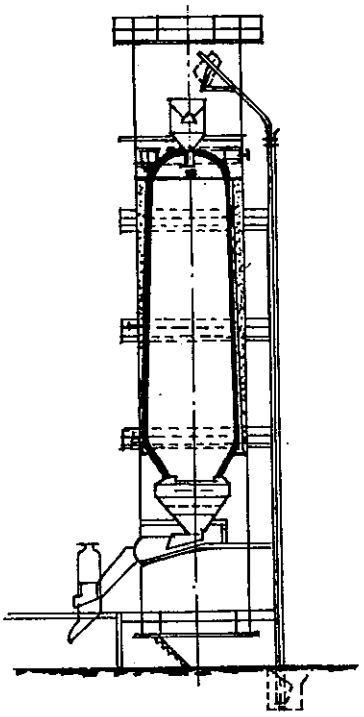


FIG. 28.1. — Forno de cal. Corte.

Composição dos gases. — Supõem-se as seguintes condições:

Pedra de calcário com 90% de CO_3Ca.

Coque com 85% de carbono.

Proporção de coque para a pedra de calcário = 8%.

A dissociação fornece:

$$CO_3Ca = CaO + CO_2 \qquad (28.1)$$

Pesos teóricos $100 = 56 + 44$

% de pedra de calcário $90 = 50{,}4\ g + 39{,}6\ g$

Esta decomposição é endotérmica e absorve 42,5 kcal por molécula, ou seja, 425 kcal/kg de CO_3Ca.

Em volume, estes 39,6 g ocupam:

$$22{,}4 \times \frac{39{,}6}{44} = 20{,}16 \text{ litros.}$$

A combustão dos 8% de coque utilizados para proporcionar o calor necessário para esta dissociação dá:

$$C + O_2 = CO_2 \qquad (28.2)$$

Pesos teóricos 12 + 32 = 44

% de pedra de calcário 6,8 g + 18,1 g = 24,9 g

(0,08 × 0,85 = 0,068)

Em volume: 12,67 l 12,67 l

porque:

$$22{,}4 \times \frac{18{,}1}{32} = 22{,}4 \times \frac{24{,}9}{44} = 12{,}67 \text{ l.}$$

Porém, os 12,67 litros de oxigênio levam consigo:

$$12{,}67 \times \frac{79{,}16}{20{,}84} = 48{,}13 \text{ l de azoto.}$$

Portanto, a proporção máxima de CO_2 é:

$$\frac{20{,}16 + 12{,}67}{20{,}16 + 12{,}67 + 48{,}13} = \frac{32{,}83}{80{,}96} = 40\,\%.$$

Na realidade, não é possível trabalhar com a exata quantidade teórica de ar e é preciso admitir um certo excesso de ar. Segue-se que, na prática, a proporção de CO_2, em volume, nos gases do forno varia de 25 a 33%, em média 30%.

O oxigênio não queimado contido nestes gases varia de 0,5 a 8%.

Excepcionalmente, a Tirlemontoise, na Bélgica, obteve 38% de CO_2 num forno moderno e aperfeiçoado, reduzindo o coque a 7% (FAS, 1931, p. 313).

Observa-se que, para as condições acima adotadas, obtém-se:

$$39{,}6 + 24{,}9 = 64{,}5 \text{ g}$$

de CO_2 para 50,4 g de CaO, ou seja, cerca de 128 de CO_2 para 100 de CaO. Levando em conta o mau rendimento dos tanques de carbonatação, esta quantidade ainda é largamente suficiente para assegurar a carbonatação.

BOMBA DE CO_2

À saída do lavador, a temperatura do ácido carbônico é cerca de 60°C. Sua pressão, à entrada da bomba varia de — 12 a — 4 cm de mercúrio, mais freqüentemente, — 8 a — 10 cm.

A pressão de recalque varia de 300 a 700 g/cm². Em média calculam-se 400 g/cm².

As bombas de gás carbônico são perfeitamente similares às bombas de ar, que serão estudadas mais adiante (Cap. 41). Entretanto, não necessitam de esfriamento por água, devido ao pequeno intervalo de pressão entre a aspiração e o recalque.

PROJETO DUMA BOMBA DE GÁS CARBÔNICO

Para melhor compreensão, toma-se um caso concreto. Dados:

Capacidade de moagem	100 TCH
Consumo de CaO	18 kg/TC
Proporção de CO_3Ca na pedra de calcário	90%

Pedra de calcário. — Baseando-se nas necessidades de CaO, observa-se, pela reação (28.1), que são necessários, por TC:

$$18 \times \frac{100}{56} \times \frac{1}{0{,}90} = 35{,}7 \text{ kg de pedra de calcário.}$$

Levando em consideração os refugos e as partes não calcinadas, calculam-se:

$$35{,}7 \times 1{,}05 = 37{,}5 \text{ kg/TC}$$

Densidade do gás carbônico. — Supõe-se que a aspiração do gás do forno de cal se faça com a pressão absoluta de 68 cm de mercúrio, ou seja, 8 cm de vácuo. A densidade do CO_2 em relação ao ar é de 1,529. A 60°C e sob 68 cm, este gás terá o peso de:

$$1{,}293 \times 1{,}529 \times \frac{68}{76} \times \frac{1}{1 + (0{,}00367 \times 60)} = 1{,}450 \text{ kg/m}^3.$$

Volume de CO_2. — O cálculo da composição do gás demonstrou que 100 kg de pedra de calcário produzem cerca de 64,5 kg de CO_2, para a pedra de calcário com 90% de CO_3Ca e o coque com 85% de C. Seja, por TC:

$$37{,}5 \times \frac{64{,}5}{100} = 24{,}2 \text{ kg de } CO_2$$

ocupando um volume de:

$$\frac{24{,}2}{1{,}450} = 16\,680 \text{ litros.}$$

Volume de gás. — Observou-se que o gás contém, em média, apenas 25 a 33% de CO_2. Baseando-se em 30%, obtém-se um volume de gás:

$$\frac{16\,680}{0{,}30} = 55\,600 \text{ l/TC}$$

Volume total. — Para 100 TCH, tem-se:

$$V_1 = 55{,}6 \times 100 = 5\,560 \text{ m}^3\text{/h.}$$

Aumentando-se de 10%, por medida de segurança:

$$V_2 = 5\,560 \times 1{,}10 = 6\,116 \text{ m}^3\text{/h.}$$

O rendimento volumétrico das bombas de gás carbônico varia de 0,60 a 0,75. Tomando-se 0,70, serão necessários:

$$V_3 = \frac{6\,116}{0{,}70} = 8\,737 \text{ m}^3\text{/h.}$$

Se a bomba for de efeito duplo, deve-se ter:

$$60 \times 2 \times L \times S \times n = V_3 \qquad (28.3)$$

L = percurso da bomba, em metros;

S = seção útil da bomba, em m² $= \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$;

D = diâmetro do corpo da bomba, em m;

d = diâmetro do pistão e do contrapistão, em m;

n = velocidade de rotação da bomba, em rpm.

De (28.3) obtém-se o produto $nL(D^2 - d^2)$ e, conseqüentemente, a bomba, escolhendo:

1.º uma proporção L/D conveniente;

2.º uma velocidade razoável.

Esta velocidade deve ser mantida constante, sem o que o funcionamento do forno seria de controle difícil e ficaria prejudicado.

Potência da bomba. — Por causa da pequena diferença de pressão entre o recalque e a aspiração, o pistão de CO_2, nas bombas a vapor, é bem maior que o pistão de vapor. Geralmente, seu diâmetro é duplo.

Calcula-se uma potência de cerca de 1,5 a 2 CV por m³/h de gás.

TANQUES DE CARBONATAÇÃO

A carbonatação processa-se, geralmente, de modo descontínuo numa série de tanques de carbonatação.

São tanques verticais, com seção retangular ou circular. Contêm uma altura de caldo de 2 a 3 m e sua altura alcança 4 a 7 metros, sendo que a diferença contém as espumas abundantes da 1.ª carbonatação.

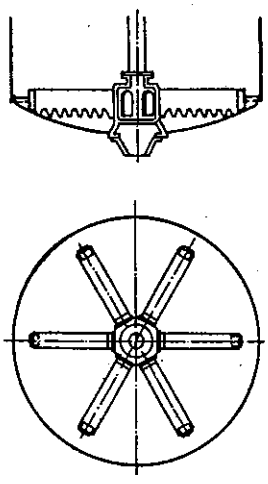


FIG. 28.2. — Distribuidor em estrela.

Os tanques da 2.ª carbonatação são idênticos, com exceção da parte vazia, porque as espumas são poucas.

Os tanques retangulares ocupam menos espaço que os circulares, porém necessitam de tirantes para evitar a deformação das paredes sob a pressão do caldo. Além disso, a carbonatação do caldo nos ângulos não é tão boa.

Às vezes, os tanques são munidos duma tampa, ligada a uma chaminé que serve para evacuar os gases, após seu trajeto através do caldo no tanque. Muitas vezes, são abertos na parte superior. Possuem uma serpentina para o aquecimento a vapor, um tubo de admissão do gás carbônico, que termina em um distribuidor dentado, em forma de estrela (fig. 28.2), um tubo para a entrada do caldo, um ladrão e, geralmente,

um dispositivo para diminuir a altura da espuma, formado por um tubo de vapor perfurado, o qual lança pequenos jatos de vapor num plano horizontal, acima da superfície do caldo.

Capacidade dos tanques de carbonatação. — Em um projeto de instalação de carbonatação, tomar-se-á como base um número de 3 a 6 tanques, de preferência 4, para cada uma das duas carbonatações. Supõe-se que um destes tanques se esvazia, o outro se enche, necessitando 5 minutos para cada uma destas operações. A capacidade dum tanque será deduzida da altura escolhida de caldo (2 a 3 m) e da necessidade de deixar o caldo, em cada tanque, no mínimo durante a saturação pelo ácido carbônico, ou seja, um total de cerca de 30 minutos, para a carbonatação simples ou a 1.ª carbonatação, e um total de 15 minutos, para a 2.ª carbonatação.

Honig (Sp. and M., 9.ª edição, p. 117) calcula: *a*) Um volume de tanques de 1.ª carbonatação de 15 a 16 hl por TCH, para uma permanência do caldo de 8 a 12 minutos para cada tratamento, com uma altura de caldo de 2 a 2,50 m; leite de cal de 15 a 20° Baumé. *b*) Um volume de tanques de 2.ª carbonatação de 1,2 a 1,7 hl/TCH, correspondendo à precipitação de 200 a 400 mg de CaO por litro de caldo filtrado e aquecido a 70°C.

CARBONATAÇÃO CONTÍNUA

Fabricam-se, também, tanques para carbonatação contínua, o que diminui a mão-de-obra e simplifica a operação. São análogos aos tanques descontínuos, porém são previstos para facilitar e prolongar o mais possível o contato entre CO_2 e caldo.

O controle dum bom teor de saturação é mais difícil e é obtido pela regulagem da vazão do caldo.

A carbonatação contínua é encontrada mais freqüentemente na 2.ª carbonatação do que na 1.ª.

Quando a 2.ª carbonatação é efetuada de maneira contínua, o tanque de 2.ª carbonatação contínua geralmente tem uma capacidade de caldo de cerca de 150 litros por TCH (PST p. 688), embora certas usinas utilizem apenas 60 l/TCH.

O caldo de 2.ª carbonatação deve ser filtrado a 70°C. Com filtros-prensa, calculam-se 3 m² de superfície filtrante por TCH; com filtros Sweetland, 1,7 m²/TCH são suficientes.

Para aquecê-lo a 70°C, utilizam-se, preferivelmente, aquecedores aquecidos com o vapor do 2.° ou do 3.° corpo. Calculam-se 16 a 20 m²/TCH (vapor do 2.° corpo) ou 20 a 24 m²/TCH (vapor do 3.° corpo).

COEFICIENTE DE UTILIZAÇÃO DO CO_2

O aproveitamento mais ou menos completo do gás carbônico depende, sobretudo, da superfície de contato entre caldo e gás carbônico e da duração deste contato.

A seguir, há 2 fatores principais que influenciam este aproveitamento:

1.º O sistema de distribuição do gás na massa do caldo. Falou-se do distribuidor em forma de estrela com braços dentados. Quanto menores e mais numerosas são as bolhas, maior é a superfície de contato.

2.º O comprimento do trajeto do gás entre o distribuidor e a superfície livre do caldo, isto é, para os tanques comuns, a altura de caldo.

A eficiência nunca é perfeita. O coeficiente de aproveitamento de CO_2 é de cerca de:

30 a 75%, de acordo com Quillard (p. 216)
40 „ 60%, „ „ „ Tromp (p. 380).

Às vezes, alcança 80 a 90% em circunstâncias mais favoráveis (ISJ, 1940, p. 362). Mesmo neste caso, os gases expulsos pela chaminé ainda contêm cerca de 12 a 15% de CO_2.

Aliás, não é necessário procurar um aproveitamento perfeito, sendo que as quantidades de CO_2 fornecidas pelo forno de cal e correspondentes às quantidades de cal normalmente empregadas são sempre largamente suficientes para as necessidades da carbonatação.

CONDIÇÕES FAVORÁVEIS AO EMPREGO DA CARBONATAÇÃO

A carbonatação, principalmente a dupla carbonatação e o método de Haan, é a maneira clássica de fabricar açúcar branco.

No entanto, torna-se onerosa por causa do equipamento suplementar necessário e das quantidades suplementares de matérias-primas necessárias. Assim, seu uso acha-se, logicamente, restrito a casos em que as 2 condições seguintes são reunidas:

1.º A usina produz continuamente e sistematicamente açúcar branco. Fabricando açúcar branco apenas esporadicamente, a sulfitação é mais conveniente, pois necessita apenas um complemento insignificante de equipamento: o início e a interrupção de seu funcionamento não alteram muito a atividade da usina.

2.º A usina pode conseguir facilmente e a baixo preço a pedra de calcário ou os corais necessários.

Uma usina que emprega a carbonatação consegue um rendimento geralmente superior ao da usina que usa a defecação simples ou a sulfitação. Normalmente, pode-se calcular 1 a 2% de açúcar a mais. Honig (Sp. and M., 9.ª edição, p. 117) calcula 1,5 a 2,5%.

CONSUMO DE VAPOR

Na India, calcula-se (Podder, IX C. ISSCT, p. 521) que uma usina que utiliza a carbonatação consome 100 a 120 kg de vapor por TC a mais que uma usina que emprega a defecação ou a sulfitação. Neste país, os valores médios são:

Sulfitação	550 kg de vapor por TC
Carbonatação	660 „ „ „ „ „.

Também em Formosa (TSJ, outubro 1969, p. 20), empregando a carbonatação, constatou-se um consumo 20% superior, em relação à defecação.

29

EMPREGO DA MAGNÉSIA NA CLARIFICAÇÃO

AÇÃO DA MAGNÉSIA SOBRE OS CALDOS

É similar à da cal, porém afirmou-se muitas vezes que a magnésia era indesejável, sendo melhor evitar, na defecação, cal com mais que uma certa porcentagem de magnésia.

ELGUANITE

Entretanto, a usina de Koloa, Grove Farm, em Kauai, utilizava a magnésia como agente clarificador, considerando-a satisfatória, e atribuía-lhe certos resultados superiores aos obtidos pela defecação com cal. Adicionava a magnésia sob a forma de "Elguanite", mistura contendo cerca de 78% de óxido de magnésio, extraído dos refugos das fábricas de cimento. O método consistia em:

a) Introdução do Elguanite no caldo, proporcionalmente ao peso de Brix, até um *p*H de 9,2, com um certo tempo de contato.

b) 1.º aquecimento, até cerca de 90ºC, com um certo tempo de contato.

c) 1.ª filtração, com um filtro especial, do tipo do filtro Philippe, de cerca de 3 a 4 m²/TCH.

d) Adição de ácido fosfórico, regulada automaticamente por Micromax, até um *p*H de 7,0.

e) 2.º aquecimento, até cerca de 95ºC.

f) 2.ª filtração, com um filtro do mesmo tipo, mas cuja superfície é a metade da do primeiro.

g) Envio à evaporação.

A originalidade do método, além do agente de defecação e da dispensa da cal, estava, portanto, na ausência de decantador. O caldo levava apenas 90 minutos entre as moendas e o múltiplo-efeito. Era extraordinariamente brilhante e claro, assim como o xarope. A massa cozida A também era clara. O ganho de pureza era maior que aquele das usinas vizinhas com defecação comum e era superior em 2 pontos. O açúcar era praticamente branco. O Elguanite custava aproximadamente 8 vezes mais que a cal, porém a economia do clarificador era considerável. Este método foi abandonado em 1954, por causa do custo do produto.

MAGOX

O "Magox" é um óxido de magnésio muito finamente pulverizado que pode substituir, até em 100%, em casos excepcionais, porém, em geral, só parcialmente, a cal na defecação. Nunca é empregado com o objetivo único de substituí-la, porque seu emprego é muito mais oneroso que o da cal, mas sua finalidade é evitar as incrustações no múltiplo-efeito.

Isto se deve ao fato de que certos sais de magnésia, em particular o sulfato, são solúveis, enquanto os mesmos sais de cal são insolúveis, e ao fato de que o Mg tende a substituir a cal nos compostos que ela forma.

Por causa de seu peso molecular, 1 kg de óxido de magnésio, MgO, substitui 1,390 kg de cal virgem, CaO, ou 1,837 kg de cal hidratada, $Ca(OH)_2$. Geralmente, os melhores resultados são obtidos quando se substitui 50 a 80% da cal (referimo-nos à cal hidratada pulverizada) pela quantidade correspondente de MgO. Supondo que a usina efetue a defecação com, por exemplo, 800 g de cal por TC, estas dosagens correspondem a:

400 g de cal + 220 g de MgO, ou seja, uma mistura 65% — 35%

ou:

160 „ „ „ + 350 „ „ „ „ „ „ „ 30% — 70%

sendo os dois equivalentes às 800 g de cal anteriores.

No início, convém utilizar, por exemplo, esta última mistura e, em seguida, substituir, a cada semana, 11 g de MgO por 20 g de cal, até que os tubos do múltiplo-efeito fiquem limpos, e isto até chegar à proporção mínima de Magox que permita o resultado desejado.

Realmente, os tubos ficam limpos e brilhantes. Gasta-se, portanto, mais com o Magox, o qual custa 2 a 3 vezes o preço da quantidade correspondente à cal, porém economiza-se:

além da quantidade de cal substituída,

a mão-de-obra da limpeza dos tubos (geralmente, com o salário superior do domingo),

o preço das ferramentas de desincrustação (cf. p. 506), que se desgastam muito,

o preço dos cones flexíveis que vão do motor à ferramenta,

o preço dos motores de substituição,

a soda e o ácido clorídrico da desincrustação,

o desgaste dos tubos,

e obtém-se um múltiplo-efeito de rendimento constante durante toda a semana. Algumas usinas citam também um aumento maior de pureza, na clarificação, um caldo mais claro e mesmo um melhor esgotamento dos melaços. Estes últimos efeitos são pouco significativos e bastante duvidosos, porém não se pode esquecer que o Magox permite resolver certos problemas de formação de incrustações muito duras, e é fácil efetuar o balanço das vantagens e economias, em comparação com o gasto da compra do produto.

Deve-se tomar cuidado com a lentidão da reação da magnésia, principalmente se o volume dos tanques de calagem permite pouco tempo de contato. É preciso vigiar o *p*H. Se o *p*H continua a aumentar após os tanques de calagem, no caldo aquecido, por exemplo, é porque o Magox não teve tempo de reagir. O *p*H deve ser igual nos diferentes compartimentos do clarificador. Se aumentar do 1.º ao último, há excesso da mistura defecante. Do mesmo modo, se o *p*H do lodo for maior que o do caldo clarificado, isto significa que há excesso de Magox. Geralmente, é bom calcular 20 minutos de tempo de contato antes do aquecimento (ISSCT, XII C., p. 1764).

É possível utilizar também qualquer outra magnésia calcinada pulverizada, sob a condição de que a pulverização seja muito fina, com 99% passando pela peneira de 325-mesh (EUA, Tyler).

30

DECANTAÇÃO E CLARIFICAÇÃO

Depois que o caldo recebeu o tratamento necessário (defecação simples, sulfitação ou carbonatação), é preciso deixá-lo decantar-se, para separar o caldo clarificado do precipitado formado em sua massa. Até 1950, esta decantação efetuava-se de 3 maneiras principais: nos defecadores, nos decantadores descontínuos ou nos decantadores contínuos, ou "clarificadores". Os dois primeiros tipos de aparelhos desapareceram e, hoje em dia, apenas existem ainda os clarificadores. Serão examinados a seguir.

Diluição

O fator de decantação é a diferença de densidade entre a matéria a ser decantada e o líquido no qual está contida. Evidentemente, a superfície e a forma das partículas, assim como a viscosidade do líquido, também exercem sua influência.

Portanto, o tempo necessário à decantação depende, principalmente, da diferença de densidade entre o caldo e os corpúsculos do precipitado contido. Em Clewiston, na Flórida, efetuaram-se experiências sobre o tempo necessário à decantação, em função da diluição do caldo (ISJ, 1937, p. 467):

a)	Caldo misto	78 minutos
b)	„ „ + 10% de água	38 „
c)	„ „ + 20% „ „	28 „

Ao efeito provocado pela queda de densidade do líquido, devida à diluição, acrescenta-se sua queda de viscosidade, devida à diminuição do Brix.

Salinas, em Cuba (ISJ, 1940, p. 330), tomava como base um caldo com Brix 16º e acreditava que era necessário calcular uma superfície de decantação

2% maior para cada grau Brix acima de 16, ou, com outras palavras, um tempo de decantação 2% maior, para a mesma superfície.

Se bem que os resultados de Clewiston sejam bem mais marcantes que os observados normalmente, é preciso não esquecer que a decantação melhora com o aumento da embebição: a diminuição do tempo de depósito compensa largamente o aumento de volume do caldo.

Velocidade de decantação

A velocidade de decantação dum caldo médio é de cerca de 7 cm por minuto até que a concentração do lodo, na parte inferior, se tenha aproximado do máximo. Neste momento, a velocidade de decantação diminui muito depressa e chega a zero.

Superfície e volume de decantação

A velocidade de queda dos corpúsculos que compõem o precipitado é constante para um dado caldo. Segue-se que o tempo de depósito é proporcional à altura de caldo. Com outras palavras, a capacidade dum decantador não depende de sua profundidade: um decantador duas vezes mais alto conterá duas vezes mais caldo, mas levará, também, duas vezes mais tempo para decantar. Somente a superfície é importante.

Portanto, é preciso citar as capacidades de decantação em superfície, e não em volume. No entanto, ainda são, muitas vezes, indicadas em volume, o que pode levar a erros.

CLARIFICADORES

Clarificador é o nome dado ao decantador contínuo.

Um decantador contínuo é um tanque ao qual se faz chegar, de modo regular e contínuo, o caldo a ser decantado e que é suficientemente grande para que a velocidade de escoamento e de circulação do caldo seja lenta o bastante para permitir a decantação. O caldo clarificado é trasfegado à parte superior de maneira regular e contínua, assim como o lodo à parte inferior.

Descrição dum clarificador

Geralmente, os clarificadores são divididos em vários compartimentos, com a finalidade de multiplicar a superfície de decantação.

Como os clarificadores possuem princípios similares e apenas variam em seus detalhes, descrever-se-á o "Rapidorr", que é o mais generalizado (fig. 30.1).

Apresenta um eixo central cilíndrico vazio, girando muito lentamente (12 rotações/hora) e sustentando lâminas raspadoras que varrem vagarosamente o fundo dos compartimentos.

O caldo a ser decantado chega tangencialmente à parte superior, num compartimento cujo diâmetro é a metade do do tanque, chamado compartimento de alimentação ou floculação. Neste compartimento sobrenada um pouco de espuma: é eliminada com um raspador especial, que a empurra na direção

dum pequeno canal de expulsão lateral, o qual se comunica com a caixa de escoamento do lodo.

Na realidade, o Rapidorr é formado por 2 clarificadores superpostos, cada um contendo um compartimento superior e um compartimento para o lodo. Estes dois compartimentos comunicam-se amplamente por meio dum canal circular central, com um diâmetro de 1/3 do do tanque. O lodo decantado no compartimento superior desce por este canal ao compartimento inferior, sendo acumulado numa fossa com as mesmas dimensões do canal pertencente ao compartimento n.º 2, menor e cônico em relação ao inferior. Deste, o lodo é extraído por uma bomba de diafragma. Os 4 compartimentos são alimentados pelo

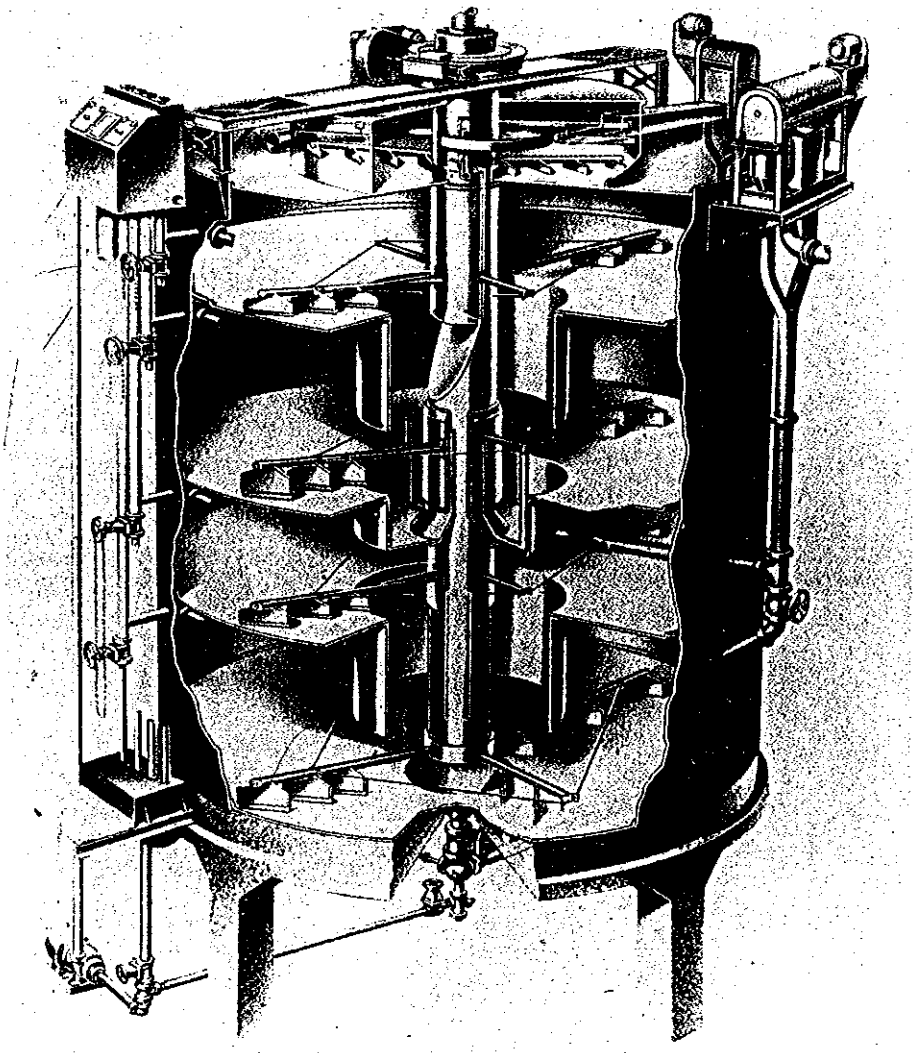


FIG. 30.1. — Clarificador Rapidorr.

eixo central vazio, que se comunica por meio duma larga abertura com cada um dos 2 canais, alimentando assim cada par de compartimentos pelo seu centro.

O caldo clarificado decantado é trasfegado da parte superior de cada um dos 4 compartimentos por um tubo que sai pelo canto superior e leva o caldo a um tanque de caldo externo, do qual escorre por um ladrão. Canecas móveis que prolongam a extremidade vertical dos tubos do ladrão permitem regular a vazão relativa de cada compartimento. O nível de transbordamento é, evidentemente, com a diferença de alguns centímetros, o nível do caldo no tanque.

O lodo também poderia ser trasfegado como o caldo, por gravidade. Os tubos são instalados como que para isto, porém,como o lodo, às vezes, é muito grosso, é preferível tirá-lo com uma bomba de válvulas e diafragma, de curso pequeno

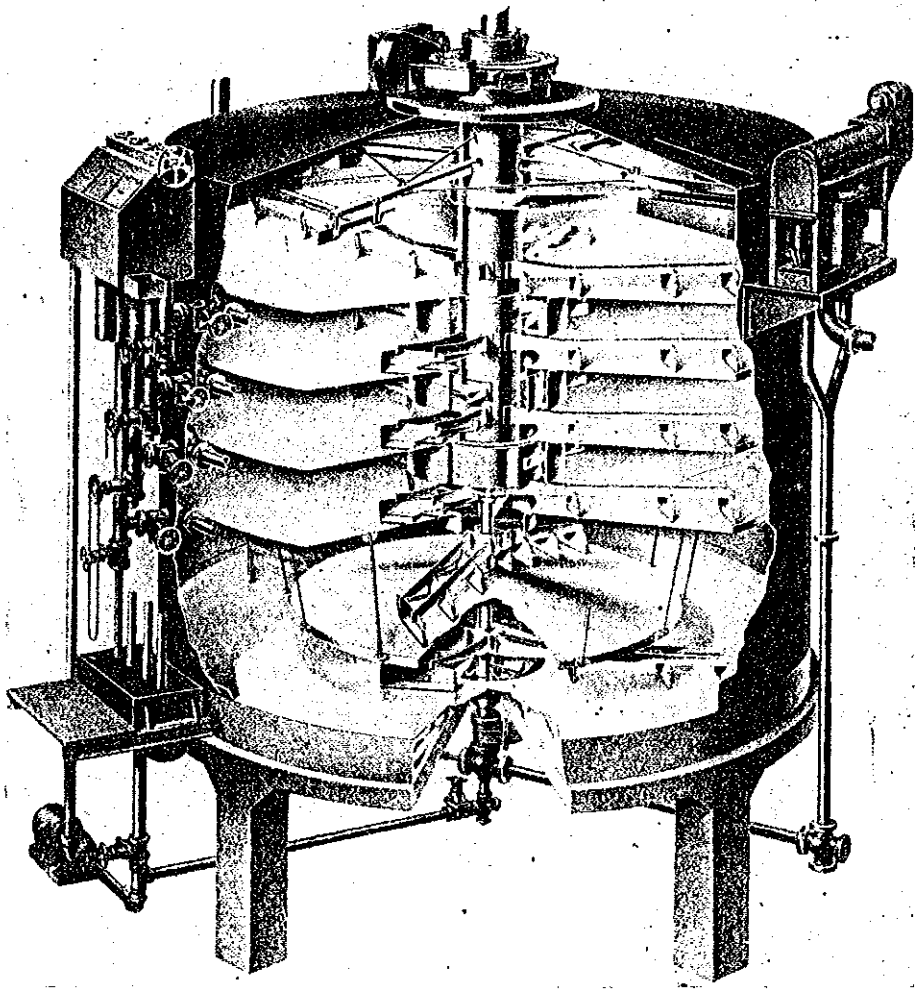


FIG. 30.2. — Clarificador Dorr "Multifeed"

e regulável. Da "caixa de lodo", ele vai normalmente, por gravidade, para a filtração.

O clarificador é fechado, com exceção dum visor sobre o compartimento de floculação. É inteiramente isolado; graças a esta proteção e, principalmente, às suas dimensões, que permitem uma relação muito baixa entre a superfície externa e sua capacidade, o caldo sai a cerca de 99°C. Quando a usina pára no domingo, o caldo ainda está com 90 ou 95°C na segunda-feira de manhã, quando se reinicia a moagem. Isto significa um esfriamento de 0,15 a 0,25 graus/hora, para um tanque de, geralmente, 100 a 200 m³

O "Rapidorr" foi precedido pelo Dorr "Multifeed" (fig. 30.2), que possuía 3 a 5 compartimentos, dos quais apenas o de baixo era destinado ao lodo.

Um modelo muito parecido com o Dorr é o clarificador Graver (John Seip) (fig. 30.3). O lodo não desce mais pelo centro, mas pela periferia: por-

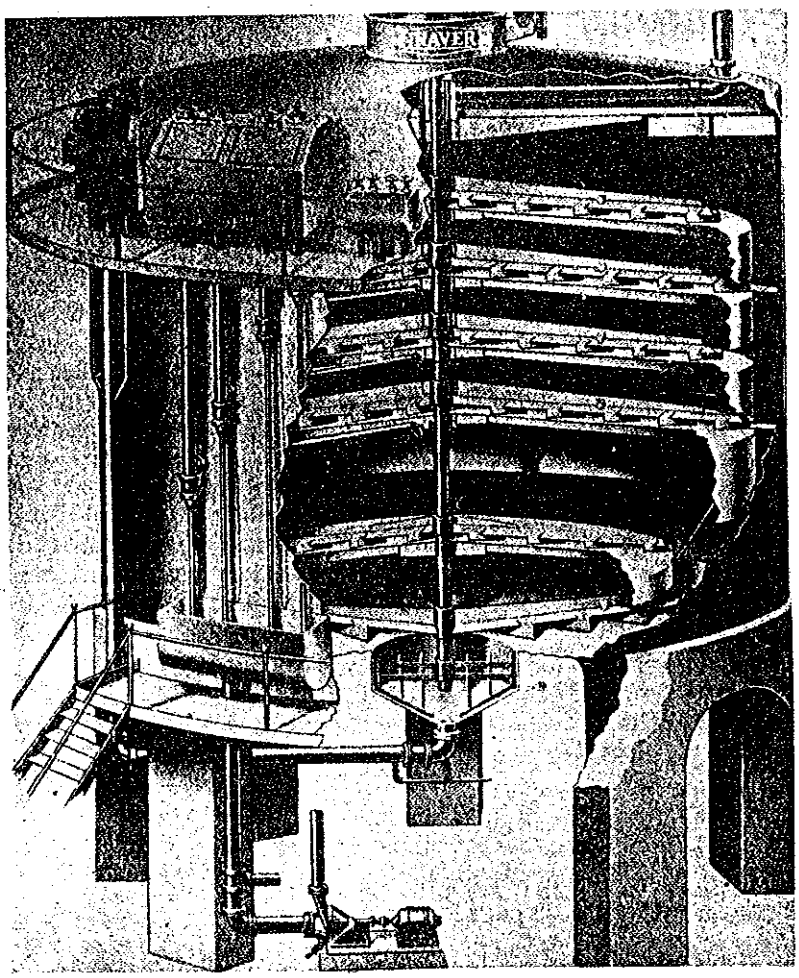


FIG. 30.3. — Clarificador Graver.

tanto, a superfície de decantação dos compartimentos é um pouco inferior à seção horizontal do clarificador. O caldo clarificado é trasfegado à parte de cima do ápice cônico da bandeja, devendo o caldo passar, teoricamente, através do lodo, que se decanta. Não acreditamos que este processo se passe exatamente assim, na realidade. Entretanto, uma usina que tentou passar no Graver caldos já rapidamente decantados em decantadores comuns assinalou-nos que a clarificação era tanto melhor quanto mais o caldo estava carregado de lodo; esta experiência viria confirmar a teoria do fabricante — "Upward sludge filtration" — isto é, filtração do caldo ascendente através da corrente descendente do precipitado em decantação.

Funcionamento do Clarificador

Quando se inicia a fabricação, o clarificador enche-se até o nível de transbordamento dos tubos de escoamento do caldo clarificado. Entretanto, no Rapidorr é preciso abrir, até este momento, o tubo de comunicação entre os compartimentos 2 e 3, para que o fundo do compartimento 2 não se deforme com o peso do caldo.

O nível de transbordamento regula-se por meio dum volante geral, cada volta do qual faz subir simultaneamente as canecas móveis de cerca de 1 mm. Além disso, cada tubo pode ser regulado por meio dum volante próprio, permitindo aumentar ou diminuir a vazão do compartimento correspondente.

Uma boa regulagem deve permitir vazões praticamente iguais dos diversos compartimentos. A regulagem deve ser efetuada pouco a pouco, com uma volta do volante de cada vez. Reconhece-se uma boa regulagem quando não mais necessita de correções.

O nível geral deve ser fixado de modo que a espuma proveniente do compartimento de floculação seja facilmente empurrada pelo raspador para o canal de escoamento, sem arrastar caldo líquido. Esta operação deve ser constantemente supervisionada pelo operário encarregado da clarificação, pois se verificou freqüentemente que o canal de escoamento não funcionava, ou funcionava com intervalos grandes demais. Por este motivo, aconselhamos a instalação, sobre o clarificador, dum regulador automático do nível de caldo (Masoneilan, por exemplo). Quando o escoamento da espuma não funciona satisfatória e regularmente, o caldo clarificado contém bagacinho, que não pode mais ser separado e que passa ao açúcar.

A bomba de lodo é regulada para extrair constantemente uma quantidade regular. Como a proporção de lodo se modifica de acordo com as variedades de cana moídas, seu tempo de estocagem ou o grau de maturação, esta regulagem é bastante difícil. É conseguida pela modificação do deslocamento dos pistões.

Nas regulagens mais baixas, correspondendo a vazões menores, é possível multiplicar sua precisão, retirando uma das válvulas da bomba, a qual, geralmente, é dupla ou tripla. De qualquer maneira, não se deve bombear todo o lodo e parar a bomba, depois, durante algum tempo.

Quando é necessário forçar a vazão da bomba, acontece, às vezes, que os golpes do pistão, repercutindo sobre o nível geral do líquido, produzem uma flutuação na vazão do caldo clarificado. Este fenômeno prejudica a decantação e deve ser evitado.

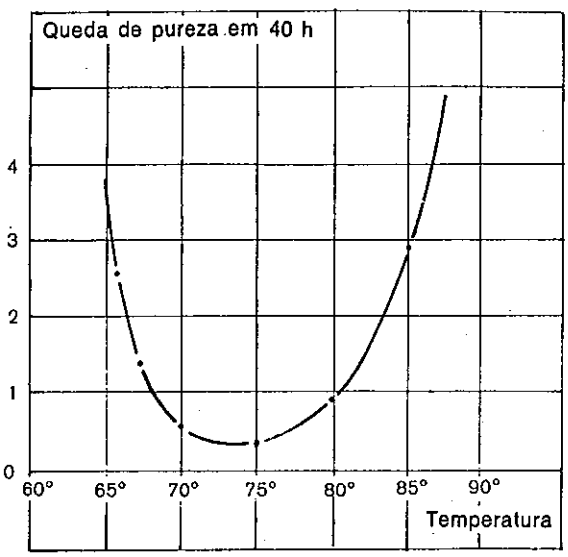


FIG. 30.4. — Queda de pureza em 40 horas, em função da temperatura.

Tanque de distribuição. — Quando a usina trabalha com vários clarificadores em série, é aconselhável distribuir o caldo entre os diferentes clarificadores, de acordo com suas capacidades respectivas. Para este fim, o caldo deve chegar a um tanque de distribuição que tenha um número de vertedores correspondente ao de clarificadores. O nível de todos os vertedores deve ser o mesmo e a largura de cada um será ajustada por meio duma comporta. Assim, as vazões respectivas continuarão com a mesma proporção adotada, independentemente das variações da vazão do caldo.

Liqüidação. Perdas ocasionadas pela parada semanal

Devido ao seu grande volume, geralmente não é possível liqüidar os clarificadores, por ocasião da parada semanal do domingo. Neste caso, o clarificador, ou os clarificadores, continuam cheios, ocasionando perdas de sacarose. Estas perdas foram estudadas por Noble e Henderson, na Austrália (QSSCT, 30.º, abril 1963, pp. 141-156). São devidas a dois motivos diferentes:

a) Perdas por inversão, sensíveis sobretudo a alta temperatura, acima de 80°C.

b) Perdas por ação microbiana, sensíveis principalmente a baixa temperatura, abaixo de 70°C.

Estas perdas são medidas pela queda de pureza, mínima, portanto, entre 70 e 80°C (fig. 30.4). Também estão estreitamente relacionadas ao *p*H e aumentam assim que o *p*H do caldo diminui a menos de 7,3 (fig. 30.5).

Para reduzir estas perdas a um mínimo, aconselha-se acrescentar ao caldo, antes da parada, 150 g de cal por tonelada de caldo. A cal é mais barata e duas vezes mais ativa que o carbonato de sódio (Dupont de R. de St-Antoine, ISJ, janeiro 1966, p. 13). Isto corresponde a um *p*H inicial de 8,7. Além disso, como se encontra na parte mais favorável da curva da figura 30.4 (estabelecida sem qualquer adição ao caldo), é conveniente esfriar o caldo que deve permanecer no clarificador, isto é, aquele das últimas 3 ou 4 horas de moagem antes da parada da semana. Com este fim, Noble sugere regular sua temperatura a 80°C ou, após a parada, fazê-lo passar num aquecedor em cujo espaço reservado ao vapor se instala uma entrada e uma saída, efetuando-se, portanto, uma circulação de água fria. Esta temperatura não prejudica a decantação quando se acrescenta, ao mesmo tempo, Separan AP. 30. A diminuição da temperatura a 80°C é

muito mais eficiente que a elevação do *p*H (ISJ, janeiro 1966, p. 13).

Assim que o caldo alcançar 80°C ou menos, pode-se adicionar formol numa proporção de 200 a 300 g por tonelada de caldo. De acordo com Noble, representa apenas 6% do custo do açúcar que seria perdido sem esta precaução. É importanto misturá-lo homogeneamente, colocando-o, por exemplo, por um tanque ligado à entrada do clarificador. Não é útil acrescentar o formol acima de 85°C, porque se volatiliza rapidamente. Sob este ponto de vista, é até conveniente acrescentá-lo somente depois que a temperatura do caldo foi reduzida a 70°C ou menos.

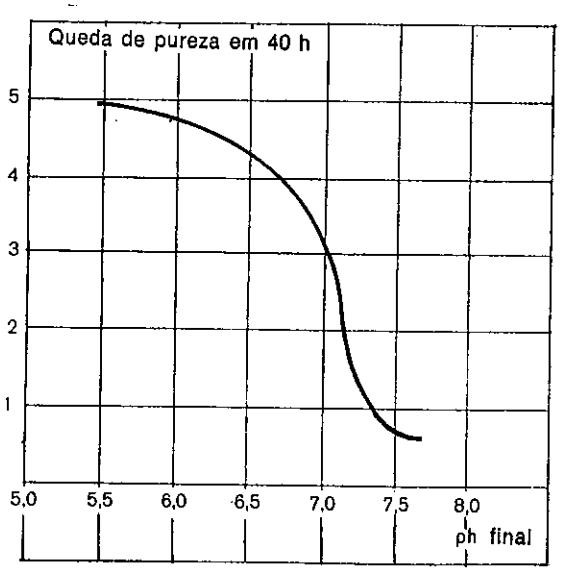


FIG. 30.5. — Queda de pureza em 40 horas, em função do *p*H.

Como o *p*H marca nitidamente a queda de pureza, esta pode ser controlada seguindo o *p*H: caindo a menos de 7,2, é sinal de deterioração.

É conveniente efetuar 2 ou, preferivelmente, várias liqüidações durante a safra. Ao mesmo tempo, aproveita-se para limpar cuidadosamente o aparelho. Para isto, escolhem-se especialmente as ocasiões em que a usina fica parada durante mais de 40 horas (por exemplo, em Bourbon, a festa tradicional de 1 e 2 de novembro, ou outro feriado prolongado).

Perdas por inversão

Durante o período da decantação, o *p*H do caldo modifica-se e cai de cerca de 0,8 a 1 ponto, de 7,8 a 6,9, por exemplo. Esta queda é mais acentuada no compartimento inferior do que no superior, ou superiores.

Apesar das precauções tomadas, ocorrem perdas de sacarose por inversão no clarificador. Pieter Honig (IX C. ISSCT, p. 550) avalia-as em 0,2 a 0,3% de sacarose, geralmente; porém, às vezes, podem chegar até 1% (cf. p. 591).

O lodo deteriora-se mais rapidamente que o caldo clarificado. Sendo mantido a uma temperatura de cerca de 95°C e um *p*H de cerca de 6 a 6,5, a queda de pureza observada (S.R.I. Mackay, Techn. Rep. 17, p. 13) é de:

$$\Delta p = \frac{t^2}{100} \quad (t \geqslant 10^H) \qquad \Delta p = \frac{t}{10} \quad (0 < t \leqslant 10^H) \qquad (30.1)$$

Δp = queda total de pureza;

t = tempo de permanência, em horas.

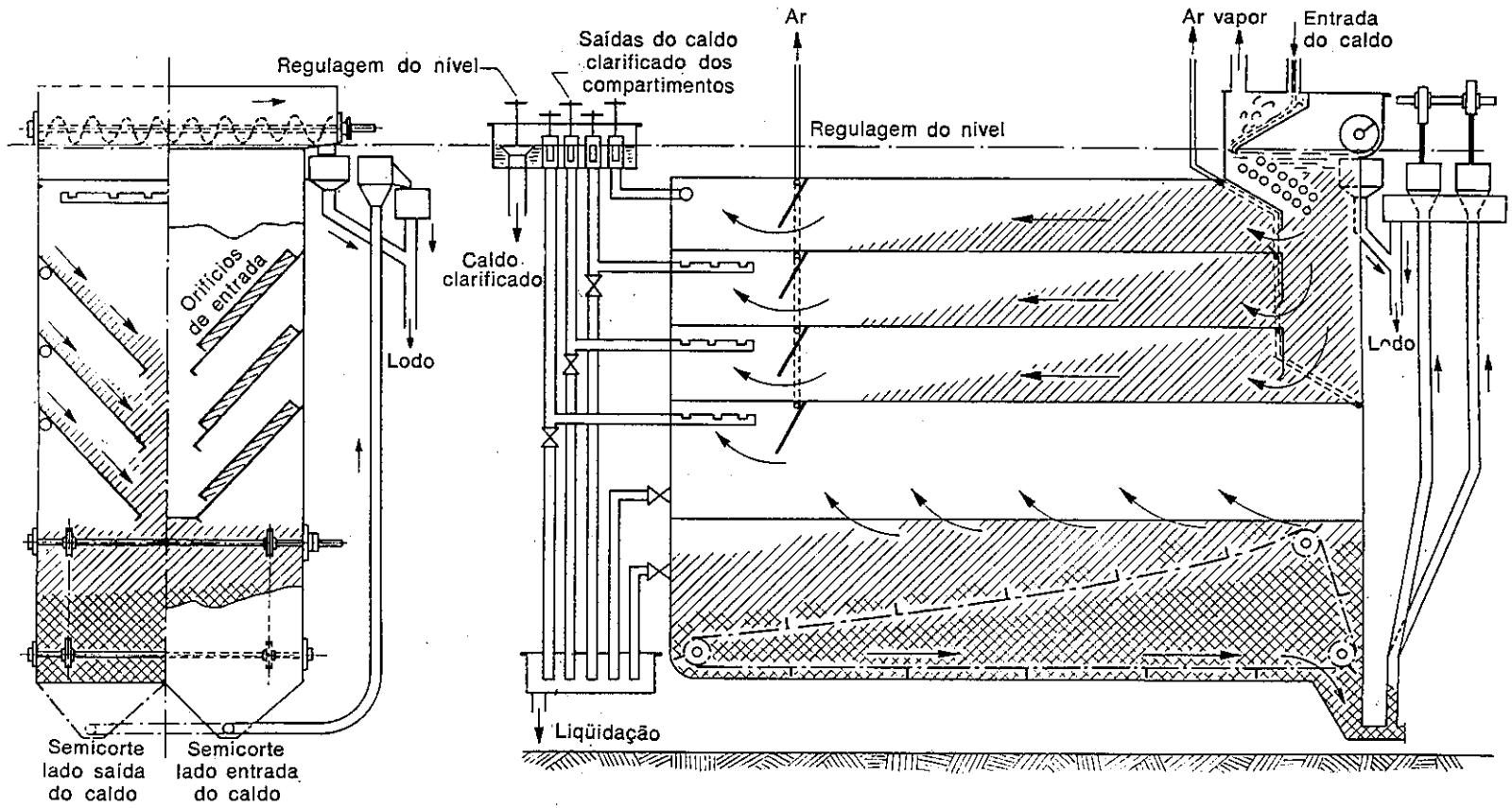


FIG. 30.6 — Clarificador Fortier. Corte e esquema.

Decomposição de açúcares redutores

Durante a permanência do caldo no clarificador a alta temperatura, sempre ocorre uma certa decomposição dos açúcares redutores. Pieter Honig (IX C. ISSCT, p. 587) avalia-a em cerca de 1% dos redutores por hora, a 100°C e com um *p*H próximo a 7,0, porém esta destruição pode ultrapassar 3% por hora, se o *p*H se eleva às proximidades de 8,0.

Velocidade de circulação

À entrada do clarificador, o caldo deve ter uma velocidade máxima de 15 m por hora. Caso contrário, haveria redemoinhos prejudiciais à decantação.

No interior dum compartimento, as condições da decantação dependem da velocidade *v* do líquido:

v = 3 a 6 m/h : escoamento laminar perfeito;
v = 6 „ 12 „ : escoamento regular = decantação excelente;
v = 12 „ 15 „ : surgem irregularidades. A decantação ainda é possível;
v = 15 m/h e mais: o escoamento torna-se turbulento. A decantação não mais é possível.

Outros modelos de clarificadores

Além do Dorr e do Graver, há outros modelos menos generalizados de clarificadores:

a) O Fortier (fig. 30.6), cuja forma retangular ocupa menos espaço.

b) O Bach (fig. 30.7), bastante generalizado em países de língua inglesa e com concepção bastante similar ao Dorr. Porém, não é coberto, a superfície do caldo é simplesmente protegida com uma camada de óleo, para evitar as correntes de convecção da superfície: assim o compartimento superior toma parte na decantação, como os outros.

Tanque flash

Os clarificadores são, normalmente, precedidos por um tanque flash. É um simples recipiente cilíndrico, colocado imediatamente antes e acima do clarificador, com uma chaminé aberta para a atmosfera e ao qual o caldo, vindo dos aquecedores, chega tangencialmente. Como o caldo está a 102 ou 105°C, há uma evaporação espontânea, assim que chega a este recipiente, à pressão atmosférica. Este fenômeno libera todas as partículas em suspensão das bolhas de ar que ali estão agregadas e que impediriam a deposição das partículas de bagaço durante a clarificação, se não fossem retiradas.

Manutenção dos clarificadores

No fim da safra, o interior dos clarificadores é, às vezes, pintado. Isto é bastante útil para sua manutenção durante a entressafra, porém, mesmo que a tinta escolhida seja, supostamente, resistente aos caldos ácidos, desaparece após as primeiras semanas da safra.

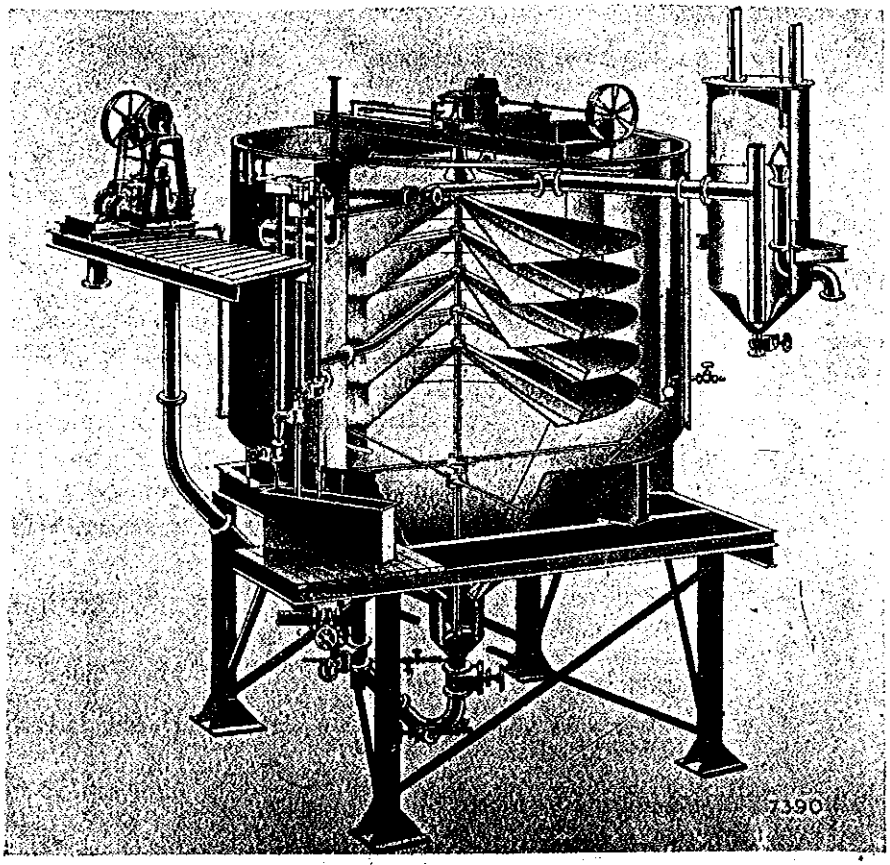


FIG. 30.7. — Clarificador Bach (Mirrlees Watson).

CLARIFICAÇÃO COMPOSTA

O princípio deste método de defecação já foi exposto (p. 454 e fig. 25.1). Será revisto aqui, sob o ponto de vista da capacidade de decantação.

Proporção de caldo primário. — O caldo primário é o caldo fornecido pela pressão seca, isto é, aquele fornecido pelo conjunto de esmagador + 1.ª moenda, quando há esmagador com 2 rolos; pela moenda esmagadora, quando não há esmagador.

De acordo com a eficiência destas unidades, pode-se calcular que fornecem, em kg de caldo % kg de cana:

a) Esmagador + 1.ª moenda: Q_1 = 55 a 83, em média,75 kg % kg de cana.

b) Moenda esmagadora : Q_1 = 50 " 75, " " 70 " " " " "

A quantidade Q_1 de caldo primário depende, principalmente, desta 1.ª unidade. A quantidade Q_2 de caldo secundário é, pelo contrário, influenciada pelo teor de embebição. Se:

P = proporção de caldo primário para 1 de caldo misto;

Q = peso de caldo misto para 1 de cana:

$$Q = Q_1 + Q_2 \qquad Q_2 = Q - Q_1$$

e

$$P = \frac{Q_1}{Q} \qquad 1 - P = \frac{Q_2}{Q}$$

Cálculo das quantidades de caldo. — Considera-se a figura 25.1, na qual se supõe que o lodo secundário seja filtrado em filtro contínuo Oliver e que os caldos filtrados sejam reconduzidos ao caldo primário. Seja:

P = proporção de caldo primário para 1 de caldo misto; e, conseqüentemente,

$1 - P$ = proporção de caldo secundário para 1 de caldo misto;

b_1 = proporção de lodo fornecida pelo clarificador primário para 1 de caldo passando neste clarificador;

b_2 = proporção de lodo fornecida pelo clarificador secundário para 1 de caldo passando neste clarificador;

X = quantidade de caldo passando no clarificador primário para 1 de caldo misto;

Y = quantidade de caldo passando no clarificador secundário para 1 de caldo misto.

Para melhor compreensão, seguem os valores correntes:

P = 0,60 = 60% de caldo primário;

$1 - P$ = 0,40 = 40% „ „ secundário;

b_1 = 0,10, isto é, o clarificador primário fornece cerca de 10% de lodo e 90% de caldo clarificado;

b_2 = 0,25, isto é, o clarificador secundário fornece cerca de 25% de lodo e 75% de caldo clarificado.

A figura 25.1 mostra que:

$$X = P + Y \qquad Y = 1 - P + Xb_1$$

donde:

$$X = \frac{1}{1 - b_1} \qquad Y = \frac{1}{1 - b_1} - P \tag{30.2}$$

(Com os valores indicados acima, isto forneceria $X = 111$ e $Y = 51\%$ do caldo fornecido pelas moendas.)

Observa-se que:

1.º X depende apenas de b_1.

2.º Por hora, passa no clarificador primário uma quantidade maior que a fornecida pelas moendas.

Cálculo de P, X e Y pelas riquezas de caldo. — Estabelece-se:

S_1 = açúcar % de caldo primário;
S_2 = „ „ „ „ secundário;
S_p = „ „ „ „ defecado saindo do clarificador primário;
S_s = „ „ „ „ „ „ „ „ secundário;
S_f = „ „ „ „ filtrado, clarificado e turvo reunidos.

S_f e S_s podem ser igualados, porque, geralmente, a diferença é pequena e a distinção entre estes dois valores próximos complicaria as fórmulas para obter uma precisão ilusória.

Com efeito, a evaporação que ocorre nos separadores de vapor, colocados entre aquecedores e clarificador, leva a um erro. Ora, a aproximação pela substituição de S_f por S_s procura corrigir este erro e, aliás, corrige-o apenas parcialmente.

Estabelece-se que a quantidade de açúcar contida em X de caldo que vai ao clarificador primário provém das quantidades componentes, ocorrendo o mesmo com o circuito secundário (fig. 25.1):

$$X \cdot S_p = P \cdot S_1 + Y(1 - b_2)S_s + Y \cdot b_2 \cdot S_f \qquad (30.3)$$

$$Y \cdot S_s = (1 - P)S_2 + X \cdot b_1 \cdot S_p \qquad (30.4)$$

Substituindo S_f por S_s, X pelo seu valor obtido de (30.2) e eliminando Y entre estas duas equações, segue-se:

$$P = \frac{S_p - S_2}{S_1 - S_2} \qquad (30.5)$$

Substituindo em (30.3) Y pelo seu valor obtido em (30.2), obtém-se:

$$X = P \cdot \frac{S_1 - S_s}{S_p - S_s} \qquad (30.6)$$

A equação (30.3) fornece, igualmente, substituindo X por este valor:

$$Y = P \cdot \frac{S_1 - S_p}{S_p - S_s}. \qquad (30.7)$$

Para ter em conta a evaporação ocorrida nos separadores de vapor, é necessário, nestas duas últimas fórmulas, substituir S_p e S_s pelos valores:

$$S'_p = 0{,}98S_p \qquad S'_s = 0{,}98S_s$$

O coeficiente 0,98 é apenas aproximado e pode ser calculado exatamente em função da temperatura média alcançada nos aquecedores primários e secundários.

COMPARTIMENTOS

Observou-se (p. 486) que o volume dos decantadores não influencia a decantação: apenas a superfície determina a capacidade de trabalho. Portanto, poderia haver a tendência de reduzir a altura dos compartimentos. Porém, existem limites, porque é necessário conservar uma altura suficiente para permitir a vistoria e a manutenção do aparelho.

Geralmente, a altura mínima dos compartimentos é de 600 mm. A altura normal nos Dorr "Multifeed" era de 686 mm. O compartimento inferior, onde se acumula o lodo, era 2 a 3 vezes mais alto que os outros. Nos "Rapidorr", os compartimentos superiores possuem 1 220 mm, os compartimentos de lodo, 1 830 mm.

O "Multifeed" era fabricado com 3, 4 ou 5 compartimentos, o "Rapidorr", sempre com 4 e o "Graver", mais freqüentemente, também com 4.

Quanto mais compartimentos um clarificador tiver, tanto mais será econômico, pelo seu preço e pelo menor espaço ocupado. Às vezes, afirmou-se que o caldo era mais claro à medida que o número de compartimentos aumentava. Entretanto, nas usinas com diversos clarificadores e com números diferentes de compartimentos, não foi possível constatar uma diferença regular e perceptível entre seus caldos. Assim, o caldo dos "Rapidorr" não é superior ao dos "Multifeed".

CAPACIDADES

Seguem algumas médias, citadas em vários países:

a) **Clarificação simples.** — Em Cuba, para caldos moderadamente refratários, calcula-se (FAS, abril 1940, p. 31):

Em volume : 2 400 l/TCH
Em superfície : 2,5 m²/TCH

No Havaí, conforme as variedades moídas (ISJ, 1939, p. 385):

2 500 a 3 800 l/TCH, em média: 3 000 l.

Na África do Sul (43.°C. SASTA, p. 182):

3 500 a 5 700 l/TCH, em média: 4 400 l.

Em Porto Rico, conforme a proporção de POJ. 2878 das canas moídas (ISJ, 1948, p. 317):

2 100 a 3 800 l/TCH.

Na realidade, a média de 34 usinas, para a safra de 1948 (TSJ, outubro 1950, p. 58), correspondia a 3 820 l/TCH; entretanto, esta média incluía o volume total dos clarificadores de 3 usinas, empregando a clarificação composta.

b) **Clarificação composta.** — Em Cuba, calculava-se (ISJ, 1941. p. 192):

2.º Por hora, passa no clarificador primário uma quantidade maior que a fornecida pelas moendas.

Cálculo de P, X e Y pelas riquezas de caldo. — Estabelece-se:

S_1 = açúcar % de caldo primário;
S_2 = „ „ „ „ secundário;
S_p = „ „ „ „ defecado saindo do clarificador primário;
S_s = „ „ „ „ „ „ „ „ secundário;
S_f = „ „ „ „ filtrado, clarificado e turvo reunidos.

S_f e S_s podem ser igualados, porque, geralmente, a diferença é pequena e a distinção entre estes dois valores próximos complicaria as fórmulas para obter uma precisão ilusória.

Com efeito, a evaporação que ocorre nos separadores de vapor, colocados entre aquecedores e clarificador, leva a um erro. Ora, a aproximação pela substituição de S_f por S_s procura corrigir este erro e, aliás, corrige-o apenas parcialmente.

Estabelece-se que a quantidade de açúcar contida em X de caldo que vai ao clarificador primário provém das quantidades componentes, ocorrendo o mesmo com o circuito secundário (fig. 25.1):

$$X \cdot S_p = P \cdot S_1 + Y(1 - b_2)S_s + Y \cdot b_2 \cdot S_f \qquad (30.3)$$

$$Y \cdot S_s = (1 - P)S_2 + X \cdot b_1 \cdot S_p \qquad (30.4)$$

Substituindo S_f por S_s, X pelo seu valor obtido de (30.2) e eliminando Y entre estas duas equações, segue-se:

$$P = \frac{S_p - S_2}{S_1 - S_2} \qquad (30.5)$$

Substituindo em (30.3) Y pelo seu valor obtido em (30.2), obtém-se:

$$X = P \cdot \frac{S_1 - S_s}{S_p - S_s} \qquad (30.6)$$

A equação (30.3) fornece, igualmente, substituindo X por este valor:

$$Y = P \cdot \frac{S_1 - S_p}{S_p - S_s}. \qquad (30.7)$$

Para ter em conta a evaporação ocorrida nos separadores de vapor, é necessário, nestas duas últimas fórmulas, substituir S_p e S_s pelos valores:

$$S'_p = 0{,}98S_p \qquad S'_s = 0{,}98S_s$$

O coeficiente 0,98 é apenas aproximado e pode ser calculado exatamente em função da temperatura média alcançada nos aquecedores primários e secundários.

COMPARTIMENTOS

Observou-se (p. 486) que o volume dos decantadores não influencia a decantação: apenas a superfície determina a capacidade de trabalho. Portanto, poderia haver a tendência de reduzir a altura dos compartimentos. Porém, existem limites, porque é necessário conservar uma altura suficiente para permitir a vistoria e a manutenção do aparelho.

Geralmente, a altura mínima dos compartimentos é de 600 mm. A altura normal nos Dorr "Multifeed" era de 686 mm. O compartimento inferior, onde se acumula o lodo, era 2 a 3 vezes mais alto que os outros. Nos "Rapidorr", os compartimentos superiores possuem 1 220 mm, os compartimentos de lodo, 1 830 mm.

O "Multifeed" era fabricado com 3, 4 ou 5 compartimentos, o "Rapidorr", sempre com 4 e o "Graver", mais freqüentemente, também com 4.

Quanto mais compartimentos um clarificador tiver, tanto mais será econômico, pelo seu preço e pelo menor espaço ocupado. Às vezes, afirmou-se que o caldo era mais claro à medida que o número de compartimentos aumentava. Entretanto, nas usinas com diversos clarificadores e com números diferentes de compartimentos, não foi possível constatar uma diferença regular e perceptível entre seus caldos. Assim, o caldo dos "Rapidorr" não é superior ao dos "Multifeed".

CAPACIDADES

Seguem algumas médias, citadas em vários países:

a) **Clarificação simples.** — Em Cuba, para caldos moderadamente refratários, calcula-se (FAS, abril 1940, p. 31):

Em volume : 2 400 l/TCH
Em superfície : 2,5 m²/TCH

No Havaí, conforme as variedades moídas (ISJ, 1939, p. 385):

2 500 a 3 800 l/TCH, em média: 3 000 l.

Na África do Sul (43.°C. SASTA, p. 182):

3 500 a 5 700 l/TCH, em média: 4 400 l.

Em Porto Rico, conforme a proporção de POJ. 2878 das canas moídas (ISJ, 1948, p. 317):

2 100 a 3 800 l/TCH.

Na realidade, a média de 34 usinas, para a safra de 1948 (TSJ, outubro 1950, p. 58), correspondia a 3 820 l/TCH; entretanto, esta média incluía o volume total dos clarificadores de 3 usinas, empregando a clarificação composta.

b) **Clarificação composta.** — Em Cuba, calculava-se (ISJ, 1941. p. 192):

	Clarificador	
	Primário	*Secundário*
Canas nobres	2 000 l/TCH	1100 l/TCH
Canas do tipo POJ	2 800 „	1500 „

Estes dados correspondem, portanto, a instalações em que o volume do clarificador secundário é de 55% do volume do primário.

Valores gerais. — Calcula-se a superfície de decantação dos clarificadores em seu total, isto é, igual à seção interna total do clarificador multiplicada pelo número de compartimentos.

No caso do Graver, toma-se também a seção total, incluindo o canal periférico, pois toma parte na decantação.

Calcula-se, em metros quadrados de superfície de decantação por TCH:

QUADRO 30.1

Capacidade dos clarificadores

		Clarificadores com		
		3 compartimentos	*4 compartimentos*	*5 compartimentos*
Em clarificação simples		2,80 m²/TCH	3 m²/TCH	3,10 m²/TCH
Em clarificação composta	primária	2,65 „	2,75 „	2,80 „
	secundária	1,60	1,65 „	1,70 „

De acordo com estes dados, observa-se que o clarificador secundário tem uma superfície correspondendo a 60% da superfície do primário.

A distinção feita conforme o número de compartimentos deve-se à superfície e ao espaço reservados à concentração do lodo, que são tanto maiores quanto menos compartimentos há.

Para cana nobre ou caldo do tipo nobre, pode-se calcular uma capacidade 50% superior, isto é, uma superfície correspondendo aos 2/3 das indicadas.

De acordo com uma experiência efetuada em Kohala, no Havaí (ISJ, 1938, p. 467), os valores propostos para a clarificação composta seriam amplos. Esta experiência leva à conclusão de que, na clarificação composta, a mesma superfície total de decantação, como na clarificação simples, seria suficiente. Isto significaria a redução de 1/3 nos valores das duas últimas linhas. Entretanto, parece-nos tratar-se de valores excepcionais e acreditamos ser prudente aproximar-se dos valores aconselhados acima. Aliás, a firma Dorr tinha o costume de montar, para clarificação composta, clarificadores primários capazes de tratar a totalidade do caldo em clarificação simples.

Estas capacidades são muito variáveis, em relação aos valores médios indicados para a clarificação simples. Em certos casos (cana nobre) chegam

até 1,5 m²/TCH, em outros (cana com caldo refratário) baixam a 4 m²/TCH. A qualidade dos caldos a serem tratados tem bastante influência.

Capacidade dos "Rapidorr"

Em 1955, a firma Dorr-Oliver lançou este novo clarificador, com 4 compartimentos, dando-lhe uma capacidade por m² muito superior à do "Multifeed". Com efeito, achava que a superfície à disposição da concentração do lodo caracterizava a capacidade do aparelho. Calculava, conforme os caldos e as variedades de cana, 0,50 a 1 m² de superfície de concentração de lodo (equivale, no Rapidorr, a 2 dos 4 compartimentos), em média,0,75 m² por TCH.

Como, por outro lado, calculava uma velocidade de decantação de 1 cm/min = 60 cm/h e uma TCH representa, aproximadamente, 900 dm³/h de caldo, uma superfície de 0,75 m² permitia a decantação de:

$$\frac{0{,}75 \times 0{,}60}{0{,}900} = 0{,}5\,\text{TCH}$$

ou seja, uma capacidade de decantação igual à metade da capacidade de concentração do lodo.

Com outras palavras, o fabricante considerou que, para 1 compartimento de concentração (o qual é também um compartimento de decantação), seriam necessários 2 compartimentos de decantação (o compartimento de concentração de lodo mais um outro, de decantação apenas, acima deste). Isto deu origem à concepção do "Rapidorr", que possui 4 compartimentos, dos quais 2 de concentração de lodo.

Finalmente, isto daria um total de 1 a 2 m² de superfície de decantação por TCH, em média, 1,50 m²/TCH.

A experiência demonstrou que estes valores eram demasiadamente otimistas. Dorr Oliver retificou-os mais tarde e calcula, para a região norte-americana, 1,7 a 2,4, em média, 2 m²/TCH. Levando em consideração a cana com caldo refratário, emprega-se a mesma margem de segurança que para os "Multifeed" e calcula-se a capacidade do "Rapidorr" em:

$$2{,}40\ \text{m}^2/\text{TCH}$$

o que completa o quadro 30.1, acrescentando-lhe uma coluna "2 compartimentos", indicando 2,40 m²/TCH, em clarificação simples.

Como todos os "Rapidorr" são fornecidos para 6,10 m de altura de caldo, isto corresponde à:

$$\frac{2{,}4}{4} \times 6{,}1 = 3{,}660\ \text{m}^3/\text{TCH}$$

de conteúdo útil.

Segue a série de clarificadores Dorr, com suas capacidades respectivas em TCH, tais como foram calculadas acima.

	Clarificador	
	Primário	*Secundário*
Canas nobres	2 000 l/TCH	1100 l/TCH
Canas do tipo POJ	2 800 »	1500 »

Estes dados correspondem, portanto, a instalações em que o volume do clarificador secundário é de 55% do volume do primário.

Valores gerais. — Calcula-se a superfície de decantação dos clarificadores em seu total, isto é, igual à seção interna total do clarificador multiplicada pelo número de compartimentos.

No caso do Graver, toma-se também a seção total, incluindo o canal periférico, pois toma parte na decantação.

Calcula-se, em metros quadrados de superfície de decantação por TCH:

QUADRO 30.1

Capacidade dos clarificadores

		Clarificadores com		
		3 compartimentos	*4 compartimentos*	*5 compartimentos*
Em clarificação simples		2,80 m²/TCH	3 m²/TCH	3,10 m²/TCH
Em clarificação composta	primária	2,65 »	2,75 »	2,80 »
	secundária	1,60	1,65 »	1.70 »

De acordo com estes dados, observa-se que o clarificador secundário tem uma superfície correspondendo a 60% da superfície do primário.

A distinção feita conforme o número de compartimentos deve-se à superfície e ao espaço reservados à concentração do lodo, que são tanto maiores quanto menos compartimentos há.

Para cana nobre ou caldo do tipo nobre, pode-se calcular uma capacidade 50% superior, isto é, uma superfície correspondendo aos 2/3 das indicadas.

De acordo com uma experiência efetuada em Kohala, no Havaí (ISJ, 1938, p. 467), os valores propostos para a clarificação composta seriam amplos. Esta experiência leva à conclusão de que, na clarificação composta, a mesma superfície total de decantação, como na clarificação simples, seria suficiente. Isto significaria a redução de 1/3 nos valores das duas últimas linhas. Entretanto, parece-nos tratar-se de valores excepcionais e acreditamos ser prudente aproximar-se dos valores aconselhados acima. Aliás, a firma Dorr tinha o costume de montar, para clarificação composta, clarificadores primários capazes de tratar a totalidade do caldo em clarificação simples.

Estas capacidades são muito variáveis, em relação aos valores médios indicados para a clarificação simples. Em certos casos (cana nobre) chegam

até 1,5 m²/TCH, em outros (cana com caldo refratário) baixam a 4 m²/TCH. A qualidade dos caldos a serem tratados tem bastante influência.

Capacidade dos "Rapidorr"

Em 1955, a firma Dorr-Oliver lançou este novo clarificador, com 4 compartimentos, dando-lhe uma capacidade por m² muito superior à do "Multifeed". Com efeito, achava que a superfície à disposição da concentração do lodo caracterizava a capacidade do aparelho. Calculava, conforme os caldos e as variedades de cana, 0,50 a 1 m² de superfície de concentração de lodo (equivale, no Rapidorr, a 2 dos 4 compartimentos), em média,0,75 m² por TCH.

Como, por outro lado, calculava uma velocidade de decantação de 1 cm/min = 60 cm/h e uma TCH representa, aproximadamente, 900 dm³/h de caldo, uma superfície de 0,75 m² permitia a decantação de:

$$\frac{0{,}75 \times 0{,}60}{0{,}900} = 0{,}5\,\text{TCH}$$

ou seja, uma capacidade de decantação igual à metade da capacidade de concentração do lodo.

Com outras palavras, o fabricante considerou que, para 1 compartimento de concentração (o qual é também um compartimento de decantação), seriam necessários 2 compartimentos de decantação (o compartimento de concentração de lodo mais um outro, de decantação apenas, acima deste). Isto deu origem à concepção do "Rapidorr", que possui 4 compartimentos, dos quais 2 de concentração de lodo.

Finalmente, isto daria um total de 1 a 2 m² de superfície de decantação por TCH, em média, 1,50 m²/TCH.

A experiência demonstrou que estes valores eram demasiadamente otimistas. Dorr Oliver retificou-os mais tarde e calcula, para a região norte-americana, 1,7 a 2,4, em média, 2 m²/TCH. Levando em consideração a cana com caldo refratário, emprega-se a mesma margem de segurança que para os "Multifeed" e calcula-se a capacidade do "Rapidorr" em:

$$2{,}40\ \text{m}^2/\text{TCH}$$

o que completa o quadro 30.1, acrescentando-lhe uma coluna "2 compartimentos", indicando 2,40 m²/TCH, em clarificação simples.

Como todos os "Rapidorr" são fornecidos para 6,10 m de altura de caldo, isto corresponde à:

$$\frac{2{,}4}{4} \times 6{,}1 = 3{,}660\ \text{m}^3/\text{TCH}$$

de conteúdo útil.

Segue a série de clarificadores Dorr, com suas capacidades respectivas em TCH, tais como foram calculadas acima.

QUADRO 30.2

Clarificação contínua. Capacidade dos clarificadores Dorr
A. *Modelo "Multifeed"*

Diâmetro		*Superfície para:*						*Volume líquido m³*			*Capacidade em TCH para*			
Em pés	*Em m*	*1 compartimento* pés²	(m²)	2 c. (m²)	3 c. (m²)	4 c. (m²)	5 c. (m²)	3 c.	4 c.	5 c.	2 c.	3 c.	4 c.	5 c.
12	3,66	106	9,85	19,70	29,54	39,39		37			8	10	13	
14	4,27	147	13,66	27,31	40,97	54,63	68,28	51	61	71	11	15	18	22
16	4,88	194	18,02	36,05	54,07	72,09	90,12	68	81	93	15	19	24	29
18	5,49	247	22,95		68,84	91,79	114,74	86	102	118		25	31	37
20	6,10	307	28,52		85,56	114,08	142,61	106	126	146		31	38	46
22	6,71	371	34,47		103,40	137,87	172,34	130	154	178		37	46	56
24	7,32	444	41,25		123,75	165	206,24	154	183	212		44	55	67
26	7,92	522	48,50		145,49	193,98	242,48	182	217	250		52	65	78
28	8,53	605	56,21		168,62	224,83	281,03	221	265	309		60	75	91
30	9,14	696	64,66		193,98	258,64	323,30	254	304	354		69	86	104
32	9,75	792	73,58		220,74	294,32	367,90	324	387	450		79	98	119
34	10,36	895	83,15		249,44	332,59	415,74	369	439	510		89	111	134
36	10,97	1 005	93,37		280,10	373,47	466,84	414	493	572		100	124	151
38	11,58	1 179	109,50		328,49	437,98	547,48	464	552	640		117	146	177
40	12,19	1 241	115,26		345,77	461,02	576,28	516	614	712		123	154	186

B. *Modelo "Rapidorr"*

Diâmetro		*Superfície para:*			*Volume de caldo (m³)*	*Capacidade em TCH*
Em pés	*Em m*	*1 comp. pés²*	*1 comp. (m²)*	*4 comp. (m²)*		
10	3,05	79	7,30	29,19	45	12
11	3,35	95	8,83	35,31	55	15
12	3,66	113	10,51	42,03	65	18
13	3,96	133	12,33	49,32	77	21
14	4,27	154	14,30	57,21	89	24
15	4,57	177	16,42	65,67	103	27
16	4,88	201	18,68	74,72	117	31
17	5,18	227	21,09	84,35	132	35
18	5,49	254	23,64	94,56	148	39
19	5,79	284	26,34	105,36	165	44
20	6,10	314	29,19	116,75	182	49
22	6,71	380	35,32	141,26	221	59
24	7,32	452	42,03	168,11	263	70
26	7,92	531	49,32	197,30	308	82
28	8,53	616	57,21	228,82	357	95
30	9,14	707	65,67	262,68	410	109
32	9,75	804	74,72	298,87	467	125
34	10,36	908	84,35	337,39	526	141
36	10,97	1 018	94,56	378,26	591	158

Na Austrália (QSSCT, 35.º, p. 154), calculam-se as seguintes capacidades:

Clarificador	Bach	550 kg de caldo/h/m³	e 500 kg de caldo/h/m²
„	Dorr A.T.V.	450 „ „ „	„ 650 „ „ „

e, em outro ensaio (QSSCT, 36º, p. 251), as capacidades foram de cerca de:

Clarificador	Bach	400 kg de caldo/h/m³	e 500 kg de caldo/h/m²
„	Dorr A.T.V.	500 „ „ „	„ 750 „ „ „

31

AQUECIMENTO

Já foi visto que, durante o tratamento do caldo, é necessário aquecê-lo pelo menos uma vez. Como o vapor direto é oneroso demais, utiliza-se para este aquecimento o vapor de escape ou, quando possível, prefere-se o vapor de sangria. Portanto, é necessário ter um aparelho de intercâmbio de calor entre vapor e caldo: são os aquecedores.

O aquecedor (fig. 31.1) é formado por uma calandra tubular: o caldo circula nestes tubos e o vapor em volta. Paredes obrigam o caldo a passar um certo número de vezes de cima para baixo e de baixo para cima, seguindo em cada vez por uma parte diferente dos tubos da calandra.

CALOR ESPECÍFICO DAS SOLUÇÕES AÇUCARADAS

O calor específico c das soluções de sacarose é dado bastante exatamente pela fórmula:

$$c = 1 - 0{,}006B \qquad (31.1)$$

B = Brix da solução.

Sem inconveniente, esta fórmula pode servir aos caldos, xaropes e méis com purezas diferentes.

Segue-se que um caldo misto ou defecado comum, cujo Brix é de cerca de 16 ou 17, tem um calor específico próximo a 0,9. Nunca será realmente errado dar ao caldo o calor específico de 0,9. Para uma precisão maior, quando o Brix difere muito da média, é melhor tomar o valor fornecido pela fórmula (31.1), aliás simples e de aplicação imediata.

De acordo com Gucker e Ayres (ISJ, 1941, p. 154), obtêm-se valores mais exatos, substituindo nesta fórmula o coeficiente 0,006 por 0,0056.

CALOR PERDIDO

Conforme o isolamento mais ou menos cuidadoso do aquecedor (e, para as séries de aquecedores, do tubo que o liga ao aquecedor seguinte), a perda de calor correspondente ao rendimento da operação de intercâmbio chega a cerca de 4 a 8%, em média 5% para um aquecedor convenientemente isolado com tábuas de madeira.

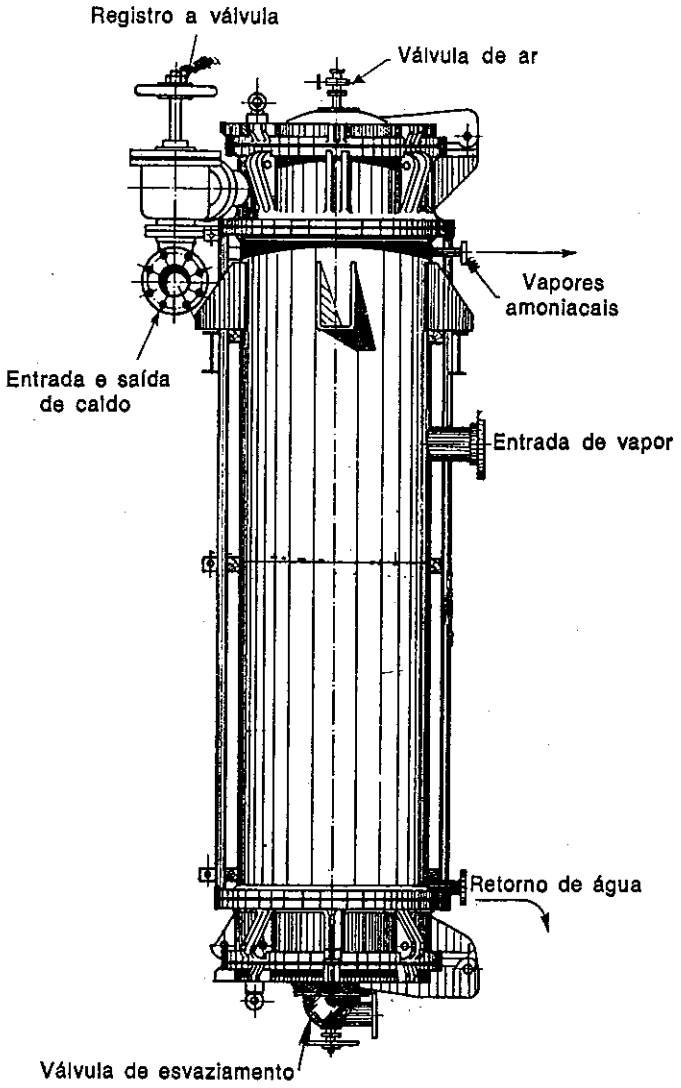


FIG. 31.1. — Aquecedor (Fives-Lille Cail).

CÁLCULO DOS AQUECEDORES

O cálculo dos aquecedores é complicado, porque um dos fluidos, o vapor, tem temperatura constante; o outro, o caldo, varia desde sua temperatura de entrada até sua temperatura de saída. Isto introduz no cálculo uma integral, que se traduz por um logaritmo. Este fato torna o cálculo um pouco mais comprido, porém nenhum cálculo exato seria possível de outra maneira.

Aliás observar-se-á, no exemplo seguinte, que a complicação decorrente é mínima: não há necessidade duma tábua de logaritmos; uma simples régua de cálculos fornece resultados suficientemente exatos para as necessidades da prática.

Todo o cálculo dos aquecedores é contido nas 3 fórmulas seguintes:

a) *Quantidade de calor transmitida:*

$$M = pc(T - t_0)\left(1 - e^{-\frac{kS}{pc}}\right) \tag{31.2}$$

b) *Temperatura obtida:*

$$t = T - (T - t_0) \cdot e^{-\frac{kS}{pc}} \tag{31.3}$$

c) *Superfície de aquecimento:*

$$S = \frac{pc}{k} \cdot \mathrm{L}\frac{T - t_0}{T - t} \tag{31.4}$$

M = quantidade de calor transmitida ao caldo, em kcal;
S = superfície de aquecimento do aquecedor, em m²;
p = peso de caldo a ser aquecido, em kg/hora;
c = calor específico do caldo (cerca de 0,9);
T = temperatura do vapor aquecedor, em °C;
t_0 = „ de entrada do caldo frio, em °C;
t = „ „ saída do caldo quente, em °C;
k = coeficiente de transmissão do aquecedor, em kcal/m²/°C/hora.

(Lembra-se que a expressão $y = e^{-x}$ vem a ser:

$$-x = \mathrm{L}y = 2{,}3 \log y \tag{31.5}$$

Portanto:

$$\log \cdot e^{-\frac{kS}{pc}} = -0{,}4343\frac{kS}{pc} \tag{31.6}$$

e que, quando um logaritmo tem um valor negativo, é preciso escrever, por exemplo:

$$\log x = -0{,}372 = \bar{1}{,}628.)$$

Valor de k. — Todos os autores estão de acordo em assinalar a influência predominante exercida sobre o coeficiente de transmissão k pela velocidade v de

circulação do caldo nos tubos. Porém, as opiniões divergem quanto à lei de acordo com a qual se exerce esta ação.

Hausbrand (p. 331) deu:

$$k = 750 \sqrt[3]{U + 0{,}007} \tag{31.7}$$

k = coeficiente de transmissão do aquecedor, em kcal/m²/°C/hora;

U = velocidade do caldo nos tubos, em metros/segundo.

Porém, empregou tubos limpos.

Antigamente, na Austrália (ISJ, 1936, p. 438), tomava-se:

$$k = 900\sqrt{U} \tag{31.8}$$

Speyerer (Perk, IX C. ISSCT, p. 600) indica, para $U = 1$ m/s:

$$k = 222 + 3{,}6T \tag{31.9}$$

Entretanto, estas fórmulas apresentam o inconveniente de levar em consideração apenas a influência da transmissão entre a parede (ou incrustação) e o caldo, na qual atua a velocidade do caldo. Convém considerar também a resistência oferecida pelas transmissões: *a*) do vapor à parede; *b*) através da parede; *c*) da parede à incrustação; *d*) através da incrustação; estas somam-se (não se multiplicam) à resistência total. Crawford e Shann (IX C. ISSCT, p. 105) conseguiram, desta forma, uma fórmula com a seguinte equação:

$$\frac{1}{k} = 0{,}00041 + \frac{1}{3{,}234U^{0{,}8}} \tag{31.10}$$

Esta fórmula, obtida em semanas de 140 horas, porém com tubos cuidadosamente limpos, leva a valores altos demais na prática e não considera a influencia do vapor aquecedor.

Foi proposto por nós (LSC, p. 294)

$$k = 5T\sqrt{U + 0{,}04} \tag{31.11}$$

T = temperatura do vapor aquecedor, em °C, e, mais tarde (HCSE, p. 315):

$$k = \frac{T}{0{,}10 + \dfrac{0{,}075}{U}} \tag{31.12}$$

A multiplicidade destas fórmulas e a enorme variação deste coeficiente na prática levam à conclusão de que as fórmulas mais simples são as melhores e aconselhamos agora, para marcar um valor prudente deste coeficiente no fim-de-semana, contentar-se em adotar:

$$\boxed{k = T(5+U)} \tag{31.13}$$

neste caso, fica subentendido que, conforme a experiência, seria possível utilizar um multiplicador favorável, tal que: $k = 1{,}2T(5 + U)$.

INFLUÊNCIA DAS INCRUSTAÇÕES SOBRE A TRANSMISSÃO DE CALOR

Na maioria dos países açucareiros, trabalha-se de modo contínuo durante a semana e interrompe-se o trabalho no domingo para limpar os aquecedores e corpos de evaporação. Estes aparelhos estão, portanto, relativamente limpos na segunda-feira de manhã e revestem-se com incrustações durante toda a semana (ou a quinzena, quando a limpeza é efetuada apenas a cada duas semanas). É interessante estudar a variação do coeficiente de transmissão de calor durante este período.

Seja:

k = coeficiente de transmissão do calor;

t = tempo decorrido desde a última limpeza.

É lógico supor que a espessura das incrustações nos aquecedores e corpos de evaporação seja proporcional ao peso de líquido aquecido ou evaporado, portanto à quantidade de calor transmitida. Pode-se, neste caso, escrever:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \lambda M} \tag{31.14}$$

k = coeficiente de transmissão do calor, durante o tempo t;

k_0 = " " " " " " " " " $t = 0$;

M = quantidade total de calor transmitida a partir do tempo $t = 0$;

λ = coeficiente.

Donde:

$$M = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{1}{k} - \frac{1}{k_0}\right) \tag{31.15}$$

Porém, M é proporcional ao coeficiente k e ao tempo:

$$M = \alpha \cdot k \cdot t \tag{31.16}$$

α = coeficiente.

De (31.15), obtém-se:

$$\mathrm{d}M = -\frac{\mathrm{d}k}{\lambda \cdot k^2}$$

e de (31.16):

$$\mathrm{d}M = \alpha k \cdot \mathrm{d}t$$

Donde:

$$\alpha k \cdot \mathrm{d}t = -\frac{\mathrm{d}k}{\lambda \cdot k^2} \qquad -\frac{\mathrm{d}k}{k^3} = \alpha\lambda \cdot \mathrm{d}t$$

Integrando:

$$\frac{1}{k^2} = 2\alpha\lambda t + b$$

b = constante.

Ou:

$$k = \frac{1}{\sqrt{b + at}}$$

estabelecendo: $2\alpha\lambda = a$.

O valor encontrado para o coeficiente de transmissão bruto k poderia ser demonstrado da mesma maneira para a T.E.E.R., c (cf. p. 620).

Exprimindo t em dias e determinando os coeficientes a e b em função dos resultados geralmente constatados, pode-se escrever:

$$k = k_0 \sqrt{\frac{A}{A + J}} \qquad c = c_0 \sqrt{\frac{A}{A + J}} \tag{31.17}$$

k_0 = coeficiente de transmissão de calor durante o tempo $t = 0$;

c_0 = T.E.E.R. durante o tempo $t = 0$;

A = número variante conforme a rapidez de depósito das incrustações, a qual depende do caldo, da intensidade de circulação no aparelho, de sua concepção etc.;

J = número de dias passados desde a limpeza do aquecedor ou do corpo.

Para um aquecedor ou um múltiplo-efeito comum, adota-se:

Condições	favoráveis	$A = 13$ a 15
„	médias	$A = 10$ „ 12
„	desfavoráveis	$A = 6$ „ 9.

EXEMPLO. — Um aquecedor tem um coeficiente de transmissão global:

$$k_0 = 1\,000 \text{ kcal/m}^2/^\circ\text{C/h}$$

na segunda-feira de manhã. Apresentando condições bastante boas, definidas por $A = 12$, este coeficiente, na noite do sábado, fica reduzido a:

$$k = 1\,000 \sqrt{\frac{12}{12 + 6}} = 1\,000 \times 0{,}8165 = 816 \text{ kcal/m}^2/^\circ\text{C/h}.$$

Procurando levar em conta esta variação do coeficiente de transmissão do calor durante a semana, é possível adotar:

$$k = T \sqrt{\frac{A}{A + J}} \left(6 + 1{,}5U \sqrt{\frac{A}{A + J}}\right) \tag{31.18}$$

Esta fórmula permite levar em conta o dia da semana. É possível, também, trocar os dias pelas horas, substituindo:

$$\sqrt{\frac{A}{A + J}} \quad \text{pela fração:} \quad \sqrt{\frac{24A}{24A + H}}$$

H = número de horas passadas depois da limpeza.

VARIABILIDADE DO COEFICIENTE *k*

A variabilidade do coeficiente *k* de transmissão será indicada no quadro seguinte, por Perk (IX C. ISSCT, p. 601). É o resultado duma investigação realizada em Java, em 1940, sobre o valor do coeficiente *k* total, para os diferentes aquecedores verticais de 9 usinas:

	Valor de k
Aquecedores aquecidos com o vapor de escape	225 a 1 127 kcal/m²/°C/h
" " " " do 1.° corpo	212 " 1 080 "
" " " " " 2.° "	201 " 630 "
" " " " " 3.° "	129 " 612 "
" " " " " últ. "	276 " 517 "

Webre (Sp. and M., 9.ª ed., p. 141) calcula cerca de 1 200 a 1 500 kcal/m²/°C/h, valores bem mais altos que aqueles citados por Perk.

Por causa desta variabilidade, é bom determinar o coeficiente *k* para os aquecedores existentes na usina. Deste coeficiente, deduz-se o valor dum fator que será utilizado no segundo membro da fórmula (31.13) ou (31.18) e, em função dos diferentes valores encontrados, empregam-se estas fórmulas com o fator mais provável para o caso considerado.

É preciso lembrar que, no início da semana, isto é, com tubos limpos, um aquecedor bem construído, com uma velocidade de caldo suficiente, tem um coeficiente de transmissão de calor de cerca de 1 000 kcal/m²/°C/h.

VELOCIDADE DE CIRCULAÇÃO

Já se examinou a influência da velocidade de circulação do caldo nos tubos sobre a eficiência do aquecedor. Por este motivo, os aquecedores são divididos em compartimentos por meio de chicanas.

Para uma boa utilização destes aparelhos, é importante que a velocidade de caldo não diminua a menos de 1 m/s, sendo preferível ficar acima de 1,50 m/s. Caso contrário, o coeficiente de transmissão de calor seria pior na segunda-feira de manhã, o aquecedor ficaria sujo mais rapidamente e a temperatura do caldo cairia mais depressa durante a semana.

Inversamente, com velocidades muito altas o percurso do aquecedor provoca uma perda de carga considerável, que se torna rapidamente prejudicial. Por isso não se ultrapassam 2 a 2,25 m/s e as velocidades melhores e mais econômicas ficam entre 1,5 e 2 m/s.

PERDAS DE CARGA

O cálculo da perda de carga do caldo durante a passagem num aquecedor é determinado pelas seguintes considerações:

1.° A viscosidade cinemática do caldo, $\nu = \frac{\eta g}{\varpi}$, é de cerca de 0,5 a 1 . 10^{-6} m²/s, às temperaturas de aquecimento (40 a 100°C) (cf. p. 1138):

ν = viscosidade cinemática, em m²/s;

η = viscosidade absoluta, em kg . s/m²;

ϖ = peso específico, em kg/m³;

g = 9,81 m/s².

2.º O número de Reynolds, $R = \frac{UD}{\nu}$, número sem dimensões (cf. p.1136) é de cerca de 50 000 a 200 000. O escoamento é, portanto, agitado (com menos de R = 2 320, escoamento laminar; com mais de R = 3 000, escoamento agitado).

U = velocidade do caldo nos tubos, em m/s;

D = diâmetro dos tubos, em m.

3.º O coeficiente de resistência λ (cf. p. 1138) é bastante variável, dependendo do estado do tubo. Quando este é novo ou está limpo, pode ser considerado como liso. Então λ, número sem dimensões, é de cerca de 0,016 a 0,020. Assim que o tubo fica com incrustações ou sujo, deve ser considerado como rugoso e λ varia de 0,025 a 0,100. Pode-se supor que no fim-de-semana chegue freqüentemente a 0,05.

Como as perdas de carga são, geralmente, utilizadas para o cálculo das bombas, é melhor basear-se nos valores de λ de fim-de-semana.

4.º É possível considerar a perda de carga ocasionada pela mudança de direção de 180º, ocorrida em cada circulação, como equivalente ao comprimento de 1 m de tubo (fornecido aproximadamente pela fórmula de Borda-Carnot).

Neste caso, a perda de carga é dada por:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\varpi}{2g} \cdot U^2 \cdot \frac{L}{D} \qquad (31.19)$$

Δp = perda de carga no conjunto do aquecedor, em kg/m²;

L = comprimento equivalente total de percurso no aquecedor, tendo em consideração a observação (4.º)

com:

$$L = n(l + 1)$$

n = número de circulações do aquecedor;

l = comprimento unitário dos tubos, em m.

Adotando o valor de fim-de-semana para λ e os valores médios para as outras expressões:

$$\Delta p = 0{,}05 \times \frac{1\,050}{2 \times 9{,}8} \times U^2 \times \frac{n(l+1)}{D} \neq 2{,}5U^2 \cdot \frac{n(l+1)}{D} \text{ kg/m}^2 \qquad (31.20)$$

Desejando exprimir Δp em metros de coluna de água, é preciso dividir os kg/m² por 1 000. Tem-se, portanto:

$$J = 0{,}0025 \frac{U^2 \cdot n(l+1)}{D} \qquad (31.21)$$

J = perda de carga, provocada pelo percurso no aquecedor, em m de altura de água;

U = velocidade do caldo nos tubos, em m/s;

n = número de circulações do aquecedor;

l = comprimento de cada tubo, em metros;

D = diâmetro interno dos tubos, em metro.

MARGEM DE TEMPERATURA

A aplicação dos cálculos de aquecedores mostra que, quando não se desejam instalar superfícies excessivas de aquecimento, é conveniente observar uma certa margem entre a temperatura T do vapor de aquecimento e a temperatura t desejada para o caldo quente quando sai do aquecedor.

Tendo em vista a economia, é preciso esforçar-se para limitar a temperatura t a ser atingida, para que se tenha:

QUADRO 31.1

Margem de temperatura a ser observada nos aquecedores

Vapor de aquecimento	*Margem de temperatura*
Vapor de escape	$T - t = 5$ a 8°C
„ do 1.º corpo	$T - t = 10$ „ 12 „
„ dos outros corpos	$T - t = 15$ „ 20 „

Caso contrário, o excedente de superfície necessário para obter um caldo mais quente não corresponderia mais ao aumento de temperatura alcançado.

Como o aquecimento se efetua geralmente por estágios, pelo menos na série principal, por meio do vapor de sangria dos vários corpos do múltiplo-efeito, e termina pelo vapor de escape, chega-se a uma série com um número razoável de aquecedores com superfície ótima.

CÁLCULO DUMA SÉRIE DE AQUECEDORES

Dados. — Supõe-se:

Moagem da usina	100 TCH
Peso de caldo misto produzido	1 000 kg/TC
Densidade do caldo misto	1,05
Temperatura do caldo frio	30°C
Contrapressão	0,5 kg/cm²
Quádruplo-efeito com 4 corpos iguais de	720 m² cada.

Também se supõe que este quádruplo-efeito funcione conforme a seguinte escala de temperaturas:

	Temperatura T	*Calor latente r*
Vapor de escape	111 °C	532 kcal/kg
„ do 1.° corpo	102 °C	538 „
„ „ 2.° „	92 °C	544 „
„ „ 3.° „	80 °C	551 „
„ „ 4.° „	55 °C	566 „

e que a esta escala correspondam, para os diversos corpos, as seguintes capacidades de evaporação (cf. p. 630):

	Superfície do corpo em m²		*Capacidade de evaporação em kg/m²/h*		*Evaporação total em kg/h*
1.° corpo	720	×	38	=	27 360
2.° „	720	×	32	=	23 040
3.° „	720	×	24	=	17 280
4.° „	720	×	22	=	15 840

Escolha dos estágios de aquecimento. — Utilizar-se-ão da melhor maneira as possibilidades de cada corpo retirando-se de cada um o vapor que pode fornecer, além daquele necessário ao corpo seguinte. Supõe-se que não haja sangria para os cozimentos.

Entretanto, o excedente do 3.° corpo sobre o 4.° não será utilizado, pois não vale a pena. Considera-se que, neste caso, os 2 últimos corpos fornecem, cada um, 16 500 kg/h de vapor.

AQUECEDOR N.° 1. — Portanto, o excedente do 2.° corpo é de:

$$23\,040 - 16\,500 = 6\,540 \text{ kg/h.}$$

Utilizando-o num aquecedor sobre o caldo frio, este caldo pode ser levado a uma temperatura t_1 de:

$$6\,540 = \frac{100\,000 \times 0{,}9(t_1 - 30)}{544 \times 0{,}95}$$

Donde:

$$t_1 = 67\ ^{\circ}\text{C.}$$

AQUECEDOR N.° 2. — Por seu lado, o 1.° corpo dispõe de:

$$27\,360 - 23\,040 = 4\,320 \text{ kg/h}$$

e pode, portanto, aquecer os caldos que saem do aquecedor n.° 1 até uma temperatura t_2 de:

$$4\,320 = \frac{100\,000 \times 0{,}9(t_2 - 67)}{538 \times 0{,}95}$$

Donde:

$$t_2 = 91\ ^{\circ}\text{C.}$$

AQUECEDOR N.º 3. — Falta, portanto, aquecer os caldos de 91°C a 103 ou 105° C com o vapor de escape.

Cálculo das superfícies de aquecimento. — Escolhem-se os aquecedores necessários na série de aquecedores de 75 m², com 14 circulações de 13 tubos de aço inoxidável de 35,6 × 38 mm do quadro 31.2 (p. 521).

O volume de caldo a ser aquecido é de:

$$V = \frac{100\,000}{1{,}05} = 95\,240 \text{ l/h.}$$

Como estes aquecedores permitem uma vazão de 46 600 l/h para uma velocidade de caldo de 1 m/s, a velocidade de circulação para uma vazão de 95 240 l/h de caldo será de:

$$U = \frac{95\,240}{46\,600} = 2{,}04 \text{ m/s.}$$

É uma velocidade muito alta, porém aceitável, quando não se pensa em aumentar a tonelagem da usina. É conveniente procurar velocidades de cerca de 1,60 a 1,90 m/s, para deixar um pouco mais de margem a um possível aumento. A dificuldade principal, com uma velocidade de 2 m, é a perda de carga, que pode obrigar à instalação duma 2.ª bomba após os 2 ou 3 primeiros aquecedores, para evitar as rupturas das tampas dos corpos.

AQUECEDOR N.º 1 SOBRE O 2.º CORPO. — O coeficiente de transmissão do 1.º aquecedor é (fórm. 31.13):

$$k_1 = T(5 + U) = 92(5 + 2{,}04) = 648 \text{ kcal/m}^2/^\circ\text{C/h.}$$

E sua superfície (fórm. 31.4):

$$S_1 = \frac{pc}{k_1} \cdot \pounds \frac{T - t_0}{T - t_1} = \frac{100\,000 \times 0{,}9}{648} \cdot \pounds \frac{92 - 30}{92 - 67}$$

ou:

$$S_1 = \frac{100\,000 \times 0{,}9}{648} \times 2{,}3 \log \frac{62}{25} = 319{,}4 \times 0{,}39445 = 126 \text{ m}^2$$

Utilizam-se 2 aquecedores de 75 m² = 150 m², que possibilitarão uma margem de segurança.

Normalmente, obter-se-ia, no lugar dos 67°C exigidos, uma temperatura t_1 (fórm. 31.3):

$$t_1 = 92 - (92 - 30)\, e^{-\frac{648 \times 150}{90\,000}}$$

$$\log e^{-\frac{648 \times 150}{90\,000}} = -0{,}4343 \cdot \frac{648 \times 150}{90\,000} = -0{,}46904 = \bar{1}{,}53096$$

$$e^{-\frac{648 \times 150}{90\,000}} = 0{,}3396$$

$$t_1 = 92 - (62 \times 0{,}3396) = 92 - 21 = 71 \text{ °C.}$$

De fato, é prudente não utilizar a margem de segurança estabelecida e contar apenas com os 67°C inicialmente adotados.

AQUECEDOR N.° 2 SOBRE O 1.° CORPO. — Do mesmo modo, tem-se:

$$k_2 = 102(5 + 2{,}04) = 718 \text{ kcal/m}^2/°\text{C/h}.$$

$$S_2 = \frac{90\,000}{718} \cdot £\,\frac{102 - 67}{102 - 91} = \frac{90\,000 \times 2{,}3}{718} \cdot \log\frac{35}{11} = 288{,}3 \times 0{,}50267 = 145 \text{ m}^2$$

Utilizam-se 2 aquecedores de 75 m², idênticos aos 2 precedentes.

AQUECEDORES N.° 3 SOBRE O VAPOR DE ESCAPE. — Do mesmo modo, tem-se:

$$k_3 = 111(5 + 2{,}04) = 781 \text{ kcal/m}^2/°\text{C/h}.$$

$$S_3 = \frac{90\,000}{781} \cdot £\,\frac{111 - 91}{111 - 103} = \frac{90\,000 \times 2{,}3}{781} \cdot \log\frac{20}{8} = 265 \times 0{,}39794 = 105 \text{ m}^2$$

Para completar a padronização, utilizar-se-ão ainda 2 aquecedores de 75 m². É provável que apenas um dos dois seja suficiente para alcançar 102°C na segunda e na terça-feira, o outro para a quarta e a quinta-feira, e os dois juntos para terminar a semana. Deste modo, obtém-se uma série homogênea e com boa margem, o que é importante para o fornecimento de tubos de substituição.

OBSERVAÇÃO 1. — No lugar de partir de novo para cada estágio com a temperatura de aquecimento estabelecida para o estágio precedente, é possível, a cada vez, calcular a temperatura que será fornecida pela superfície de aquecimento escolhida e recomeçar com esta temperatura para t_0. A precisão dos cálculos de aquecimento não o justifica.

OBSERVAÇÃO 2. — Nossa fórmula (31.13) corresponde a uma média prudente. Mesmo no fim-de-semana, obtêm-se, às vezes, melhores coeficientes de transmissão. Estando suficientemente seguro deste coeficiente, é possível modificar a 2.ª expressão desta fórmula com um fator mais favorável, por exemplo 1,1 ou 1,2.

OBSERVAÇÃO 3. — Para evitar o perigo de privar o corpo de evaporação seguinte duma parte do vapor de que necessita, é preciso não adotar uma margem demasiada na escolha das superfícies de aquecedores ou fechar a válvula de vapor para não ultrapassar uma temperatura determinada.

OBSERVAÇÃO 4. — Quando a contrapressão é suficiente (a partir de cerca de 700 g/cm²), é possível atingir 103°C com o vapor do 1.° corpo, sem utilizar o vapor de escape. Neste caso, é bom prever no último aquecedor uma admissão de vapor de escape regulada por um regulador Arca, ou outro, abrindo o vapor de escape quando a temperatura do caldo cai a 101 ou 102°C.

OBSERVAÇÃO 5. — Certos aquecedores podem ter a vantagem de possuir duas admissões de vapor: 2.° e 1.° corpos, ou 1.° corpo e vapor de escape, por exemplo. No início da semana, pode-se utilizar o vapor menos quente; à medida que o aquecedor fica sujo e não fornece mais a temperatura exigida, passa-se ao vapor mais quente.

TEMPERATURA FINAL

Evita-se ultrapassar 105°C no último aquecedor. Webre (TSJ, abril 1951, p. 25) acredita que, quanto mais a temperatura alcançada for elevada, tanto mais se corre o risco de que as ceras, fundidas a estas temperaturas, se emulsionem com a ebulição que se produz na chegada ao tanque flash que precede o clarificador. Neste caso, sua eliminação torna-se muitò difícil.

DEFINIÇÃO DA SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO

A superfície de aquecimento dum aquecedor é a superfície interna dos tubos. Esta convenção não é universal, mas é generalizada na França e é lógica, porque é o coeficiente de transmissão da parede do tubo ao caldo, que é o menor; a transmissão do vapor à parede externa do tubo é bem mais fácil. Portanto, é a superfície de separação tubo-caldo que define a capacidade do aquecedor e é ela que melhor a mede.

A superfície das chapas tubulares entre os tubos não será considerada. Entretanto, certos fabricantes, mesmo sem considerá-la, têm-na em conta numa certa medida, ao calcular a superfície por meio do comprimento externo dos tubos, fora das chapas tubulares. É o sistema adotado pelos fabricantes franceses.

Os fabricantes ingleses (Perk, XI C. ISSCT, p. 599) e americanos (Sp. and M., 9.ª ed., p. 162) calculam a superfície de aquecimento pelo diâmetro externo dos tubos. É importante saber que, para tubos de 31 × 35 mm, a diferença entre as duas superfícies ultrapassa 11%.

SUPERFÍCIE TOTAL NECESSÁRIA

Qual é a superfície total de aquecimento dos aquecedores necessária numa usina de açúcar de cana comum, com defecação ou sulfitação?

Noël Deerr (p. 273) calcula 4 m² por TCH.

Tromp (p. 360), 3 a 4 m²/TCH.

Na África do Sul (ISJ, 1933, p. 243), as instalações variam de 2 a 9 m²/TCH; 4 m² é considerado uma medida padrão. Mais recentemente (43.º C. SASTA, p. 177): 7 m²/TCH, incluindo o aquecedor antes da evaporação.

Em Cuba (FAS, abril 1940, p. 30), calculavam-se 3,5 m²/TCH para uma velocidade de caldo de 1,80 m/s.

Em Porto Rico, a média de todas as usinas para a safra de 1948 (TSJ, 1950, p. 53) dá 3,3 m², com os valores extremos de 2 e 5,1 m²/TCH.

Desejando efetuar um aquecimento por etapas, com sangria de pelo menos 2 corpos, é preciso calcular:

4,5 a 6 m²/TCH para a série normal,

e:

1 a 1,5 m²/TCH a mais, no caso de calagem fracionada e aquecimento duplo,

ou:

1,5 a 2 m²/TCH para o caldo secundário, no caso da clarificação composta.

BIBLIOTECA
Geo. A. Chaves Corrêa
SERTÃOZINHO

O acréscimo dum aquecedor-condensador aumenta consideravelmente estes valores.

CONSTRUÇÃO DOS AQUECEDORES

O cilindro que contém o feixe tubular é prolongado em cada extremidade por cabeçais, divididos em compartimentos por meio de separações.

Com exceção do 1.º compartimento de entrada, onde chega o caldo, e do último, de saída, ambos no cabeçal superior, para os aquecedores verticais, cada compartimento contém 2 circulações: uma de entrada e uma de saída. Se as circulações são com 10 tubos, por exemplo, haverá 20 para cada compartimento, ou seja, 10 de entrada e 10 de saída. Na figura 31.2 está o corte dos cabeçais superior e inferior, vistos de cima e mostrando como se efetua a circulação.

Geralmente, o cilindro é de chapa. Os cabeçais eram, antigamente, de ferro fundido, porém são muito mais resistentes em aço fundido. As tampas superior e inferior também devem ser de aço, devendo resistir às pressões exercidas pelas perdas de carga, correspondentes a velocidades altas nas séries compridas.

Quando os tubos alcançam ou ultrapassam 4 m, a diferença de dilatação entre tubos e cilindro (este é sempre menos quente que os tubos) poderia trazer

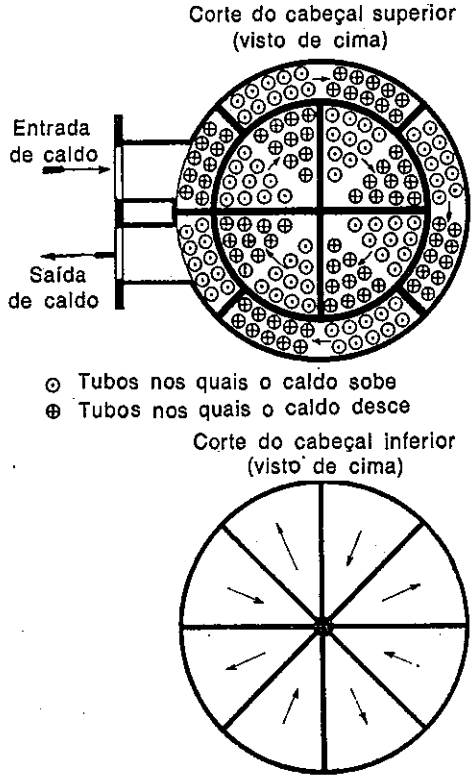


FIG. 31.2. — Circulação do caldo num aquecedor.

aborrecimentos, sendo melhor separar o cilindro em 2 partes, através de uma junta de dilatação. Certos fabricantes chegam a 4,5 m sem junta, porém os tubos se deformam em arco e se desgastam mais rapidamente por ocasião da desincrustação.

A Fives-Lille Cail não ultrapassa 3,9 m.

Para evitar efeitos eletrolíticos, as chapas tubulares, ou espelhos, devem, preferivelmente, ser do mesmo metal que os tubos.

Mais freqüentemente, os tubos são de latão, sendo este metal composto de, por exemplo: 70% de Cu — 29% de Zn — 1% de Sn. Na França, emprega-se, muitas vezes, o latão U-Z 36 = 64% de Cu e 36% de Zn. Às vezes, também são de cobre; ou, melhor ainda, de aço inoxidável, com duração maior. Para o latão, os diâmetros mais freqüentes são:

$$32 \times 35 \qquad 34{,}8 \times 38 \qquad 41{,}8 \times 45 \qquad 46 \times 50 \text{ mm}$$

e, para o aço inoxidável, geralmente 35 ou 35,6 × 38,1 mm.

Não é lógico conservar diâmetros diferentes tão próximos e a adoção dum diâmetro padrão único seria mais conveniente, como 34,8 × 38,1 mm, aconselhado pela Fives-Lille Cail.

Para este diâmetro externo de 38 mm, as espessuras aconselhadas são:

Latão	1,6 mm
Cobre	1,6 „
Aço	2 „
Aço inoxidável	1,2 „

Cada aquecedor deve estar munido de 2 termômetros, de leitura fácil e imediata, indicando as temperaturas de entrada e de saída do caldo.

Aconselha-se (44.º C. SASTA, 1970, p. 60) o aço inoxidável n.º 304 (18% Cr, 8% Ni) para os tubos dos aquecedores e do múltiplo-efeito: custam apenas a metade do preço do cobre, resistem à incrustação e duram bem mais de 12 anos.

Os tubos de aço inoxidável são aconselháveis para um aquecedor novo, porém, quando se substitui um jogo de tubos num aquecedor usado, não deve ser empregado: adaptam-se menos ao mandrilamento nos espelhos já gastos. Os tubos de substituição devem ser de latão ou de cobre e sempre se substitui todo o jogo de uma vez.

Aquecedores horizontais e verticais. — É costume inglês construir os aquecedores com o eixo horizontal. Os franceses fabricam-nos com o eixo vertical. Esta última disposição geralmente permite instalá-los e agrupá-los mais facilmente. Por outro lado, os aquecedores horizontais devem ter um coeficiente de transmissão superior: Buchanan (SASTA, 40.º C., 1966, p. 94) avalia esta diferença em 13 a 28%, dependendo do estado de limpeza das superfícies de aquecimento (28% para superfícies limpas, 13% para superfícies incrustadas), ou seja, uma média de cerca de 20%. Os aquecedores com diâmetro superior a 1,20 m são, geralmente, horizontais.

Gases incondensáveis

Os aquecedores aquecidos com o vapor de escape, geralmente, possuem um simples tubo para gases incondensáveis, comunicando-se com a atmosfera. É suficiente deixar este tubo levemente aberto.

Pelo contrário, os aquecedores que utilizam sangria necessitam dum tubo bastante largo para os gases incondensáveis. A saída dos gases deve ser feita com a diminuição de pressão de 1 estágio, quando o aquecedor é colocado perto da evaporação (os gases incondensáveis dum aquecedor que emprega vapor do 1.º corpo devem, então, chegar à parte superior do 2.º corpo) e, com a diminuição de 2 estágios, se o aquecedor é afastado (1.º ao 3.º corpos).

Os gases incondensáveis devem ser tomados tanto na parte superior como na inferior da calandra. O tubo de saída que serve a parte inferior deve ficar a 10 cm do fundo, para não aspirar a água condensada.

O tubo dos gases incondensáveis deve ter uma seção de, no mínimo, 1 cm² por 10 m² de superfície de aquecimento.

Águas condensadas

Deve-se prever um número suficiente de orifícios de expulsão das águas condensadas do aquecedor, para que a velocidade de escoamento da água não ultrapasse 1 m/s.

Vapor

Os tubos de vapor devem ser previstos para que a velocidade do vapor não ultrapasse 30 m/s.

A entrada de vapor deve ser colocada aproximadamente a 1/4 do comprimento do tubo na parte superior, tratando-se dum aquecedor vertical (Perk, IX C. ISSCT, p. 597). Esta posição evita as vibrações excessivas e as rupturas de tubos e facilita o escoamento do vapor condensado ao longo dos tubos.

Provas de pressão

Efetuam-se provas de pressão nos aquecedores, de acordo com a pressão prevista:

Lado do vapor	a 1,5 ou 3	kg/cm²
„ „ caldo	„ 5	„

É conveniente exigir esta prova como um mínimo para o lado do caldo, para que os cabeçais do 1.º aquecedor da série não cedam sob a pressão ocasionada pelas perdas de carga acumuladas, quando a velocidade de circulação do caldo alcança valores elevados.

PRESSÃO SOBRE OS FUNDOS

A pressão sobre as tampas inferiores e os fundos dos aquecedores calcula-se da seguinte maneira: leva-se em consideração a altura de elevação do caldo

entre a saída do aquecedor e o nível final de recalque; somam-se a altura do caldo no aquecedor, á perda de carga nos aquecedores situados a seguir e supõe-se que a pressão ocasionada pela perda de carga no aquecedor considerado seja igual à metade da perda de carga total para este aquecedor.

Geralmente, a diferença de densidade entre caldo e água não é considerada e a altura de caldo sobre o fundo é comparada à altura dum tubo.

EXEMPLO. — Calcular a pressão exercida sobre o fundo do 1.º aquecedor (evidentemente o mais carregado) duma série de 3 aquecedores com 12 circulações de 19 tubos de 31 × 34 mm, aquecendo 100 000 l/h de caldo.

Altura de recalque do caldo acima da saída dos aquecedores: $h = 2$ m.
Comprimento dos tubos de cada aquecedor: $l = 3{,}700$ m.

Solução. — Seção de passagem do caldo nos aquecedores:

$$s = 19 \times \frac{\pi \times 0{,}31^2}{4} = 1{,}43 \text{ dm}^2$$

Vazão de caldo:

$$Q = \frac{100\,000}{3\,600} = 27{,}8 \text{ l/s.}$$

Velocidade do caldo nos aquecedores:

$$U = \frac{27{,}8}{1{,}43} = 19{,}4 \text{ dm/s} = 1{,}94 \text{ m/s.}$$

Perda de carga em cada aquecedor (fórm. 31.21):

$$J = 0{,}0025 \times \frac{1{,}94^2}{0{,}031} \times 12(3{,}7 + 1) = 17 \text{ m}$$

Pressão exercida sobre o fundo do 1.º aquecedor:

Perda de carga no tubo de recalque (a ser calculada)	1	m
Altura de recalque acima dos aquecedores	2	„
„ „ caldo no aquecedor	3,70	„
Perda de carga nos 2 últimos aquecedores = 17 × 2	34	„
„ „ „ média no 1.º aquecedor = 17 : 2	8,50	„
	49,20	m

Desejando calcular a pressão de recalque que a bomba alimentadora deve fornecer para atravessar os aquecedores, ter-se-ia:

Altura de recalque da bomba aos aquecedores	4,50	m
„ „ „ dos aquecedores ao nível final	2	„
Perda de carga no tubo de recalque (bomba aos aquecedores + aquecedores ao recalque final)	1,50	„
Perda de cargas nos 3 aquecedores = 17 × 3	51	„
	59	m

Observa-se que as altas velocidades de circulação levam a pressões consideráveis para as seções de tubos normalmente utilizadas pelos fabricantes franceses. Os aquecedores e suas bombas devem ser previstos considerando estas pressões.

AQUECEDOR-CONDENSADOR

No capítulo 33 (cf. p. 616), ver-se-á que a economia de vapor é maior à medida que a sangria se efetua num corpo mais avançado no múltiplo-efeito. Se o vapor vem do último corpo utilizado, a economia é total, porque este vapor, indo ao condensador, seria perdido.

Por outro lado, ao utilizá-lo, facilita-se a tarefa do condensador, diminuindo o peso de vapor a ser condensado.

Assim, às vezes, instala-se entre o último corpo e o condensador um aquecedor, denominado aquecedor-condensador, na tubulação de vapor que vai ao vácuo.

Este aquecedor pode receber apenas caldo frio, porque a temperatura de caldo quente que ele pode fornecer é limitada pela do vapor, isto é, pela temperatura de vapor correspondente ao vácuo do condensador (50 a 60°C). Nestas condições, é difícil observar uma margem econômica de temperatura entre o vapor e o caldo quente, o que leva ao emprego de superfícies grandes, e, portanto, o aparelho se torna caro. É preciso levar igualmente em consideração o comprimento necessário de tubulação suplementar de caldo, às vezes bastante extenso. O aquecedor-condensador é calculado como um aquecedor comum. Quando é instalado, representa sozinho cerca de 3 m²/TCH.

SÉRIE DE AQUECEDORES

Adiante é fornecida a série de aquecedores da Fives-Lille Cail. Evidentemente, podem-se mandar fazer aquecedores com tubos de um diâmetro qualquer, porém a série indicada é a série padrão aconselhada.

Todos estes aquecedores são munidos com tubos iguais:

Diâmetro externo		38	mm
Comprimento total		3 900	„
Comprimento de aquecimento entre espelhos		3 835	„
Espessura	latão	1,6	„
	cobre	1,6	„
	aço	2	„
	aço inoxidável	1,2	„

QUADRO 31.2

Série dos aquecedores Fives-Lille Cail

Superfície de aquecimento nominal, em m²		40	50	60	75	100	120	150	200
Diâmetro interno, em mm		730	825	860	880	980	1 110	1 190	1 310
Número de circulações		14	14	14	14	14	14	14	14
Tubos por circulação		7	9	11	13	12 de 18 2 de 17	21	26	35
Número total de tubos		98	126	154	182	250	294	364	490
Superfície de aquecimento real para tubos	aço	40,14	51,61	63,08	74,55	102,40	102,42	149,09	200,70
	latão	41,09	52,83	64,57	76,31	104,82	123,27	152,61	205,44
	aço inox.	42,03	54,04	66,05	78,06	107,23	126,10	156,12	210,17
Seção de passagem em dm² para tubos	aço	0,6355	0,8171	0,9987	1,1803	1,6212	1,9066	2,3605	3,1777
	latão	0,6658	0,8560	1,0463	1,2365	1,6985	1,9974	2,4730	3,3290
	aço inox	0,6968	0,8959	1,0949	1,2940	1,7775	2,0903	2,5880	3,4839
Hectolitros/hora de caldo com $v = 1$ m/s para tubos	aço	229	294	360	425	584	686	850	1,144
	latão	240	308	377	445	611	719	890	1,198
	aço inox.	251	323	394	466	640	753	932	1,254

A superfície de aquecimento real, dependendo da espessura, é indicada em função do metal escolhido para os tubos.

A vazão Q' em hl/h de caldo para uma velocidade de caldo U' é deduzida da vazão Q, fornecida para uma velocidade $U = 1$ m/s, multiplicando-se esta por U' : $Q' = Q \times U'$.

32

FILTRAÇÃO

A decantação separa os caldos tratados em duas camadas ou duas partes:

a) O caldo clarificado, que fica na superfície;

b) O lodo, acumulado no fundo.

O caldo clarificado é enviado à fabricação, ou seja, mais freqüentemente, diretamente à evaporação. O lodo deve ser primeiramente filtrado, para separar do caldo o precipitado contido, juntamente com os sais insolúveis formados e o bagacilho arrastado.

CONDIÇÕES PARA UMA BOA FILTRAÇÃO

A filtração é uma operação difícil de ser regulada e que exige cuidados. Para reunir as melhores condições à sua realização, é preciso observar vários pontos:

1.º **Temperatura.** — A viscosidade dos caldos e, sobretudo, a das gomas e das ceras que a superfície filtrante deve reter diminui com o aumento da temperatura. É, portanto, conveniente filtrar o caldo a alta temperatura. Trabalha-se, preferivelmente, acima de 80°C.

2.º **Reação.** — Os caldos alcalinos são mais facilmente filtrados que os caldos ácidos ou neutros. Geralmente acrescentava-se cal ao lodo, antes de filtrá-lo, deixando-o com um *p*H de 8 a 8,5. Isto era necessário com filtros-prensa, porém não com os filtros rotativos a vácuo.

TIPOS DE FILTROS

Na fabricação do açúcar, utilizavam-se os seguintes tipos de filtros:

Filtros-prensa;

Filtros mecânicos;

Filtros rotativos contínuos a vácuo.

Os dois primeiros tipos de filtros desapareceram das usinas que empregam defecação ou sulfitação, sendo substituídos pelo último. Entretanto, os filtros-prensa ainda são o sistema padrão de filtração das usinas que empregam a carbonatação para a filtração dos caldos, após a 1.ª e a 2.ª carbonatação. Serão brevemente examinados.

A. Filtros-prensa

DESCRIÇÃO. — Um filtro-prensa (fig. 32.1) é composto por uma série de placas (fig. 32.2) separadas por quadros com a mesma espessura. Placas e quadros são independentes uns dos outros e móveis, correndo sobre duas barras-suporte, podendo ser apertados por meio dum parafuso ou por pressão hidráulica.

Quando a pressão se estabelece e o filtro está "apertado", os orifícios *a* e *b*, situados nas orelhas das placas e dos quadros, formam um tubo contínuo. Pelos condutos *a* chega o caldo a ser filtrado. Entre todos os quadros e todas as placas

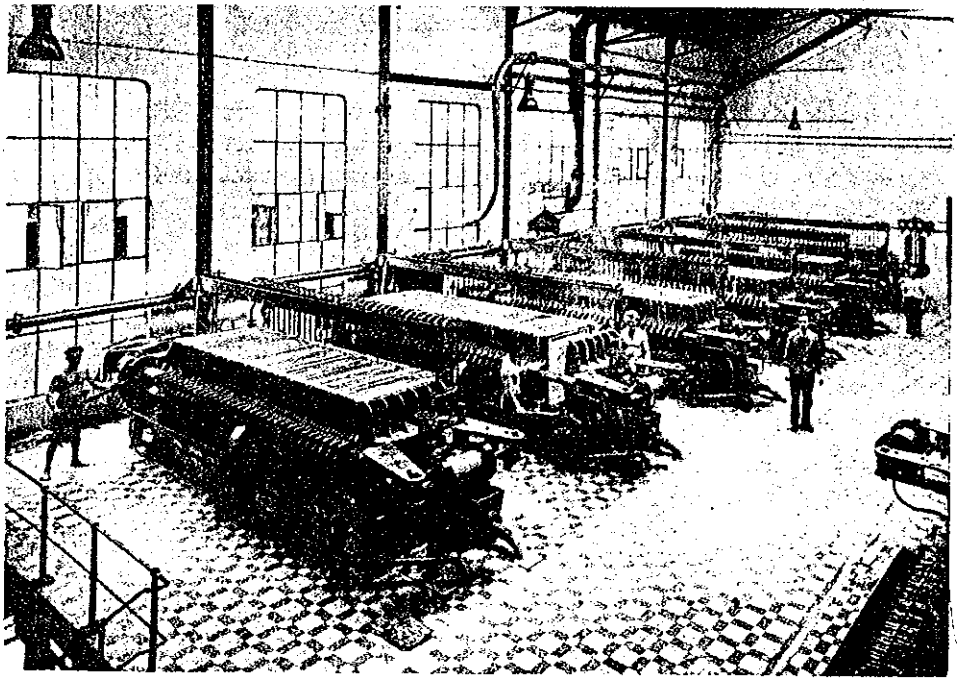


FIG. 32.1. — Filtros-prensa (Fives-Lille Cail)

são intercaladas lonas de filtro ou telas filtrantes. O caldo entra no quadro, atravessa a lona e sai pelos canais *c* (fig. 32.3), após ter deixado atrás da lona, no interior do quadro, as matérias em suspensão contidas.

A massa formada por estas matérias, quando todo o espaço disponível é preenchido, é chamada de torta.

PLACA. — A placa é formada por uma moldura lisa e uma parte central menos grossa com ondulações ou desenhos em relevo, entre os quais o caldo pode escorrer, apesar da pressão da bomba, que força a lona contra a placa.

QUADRO. — O quadro apresenta a mesma moldura e seu interior é vazio.

A espessura dos quadros e das placas é de cerca de 30 a 40 mm. Quanto maior for a espessura, mais tempo será necessário à torta para se formar.

Quadros e placas são sempre de ferro fundido.

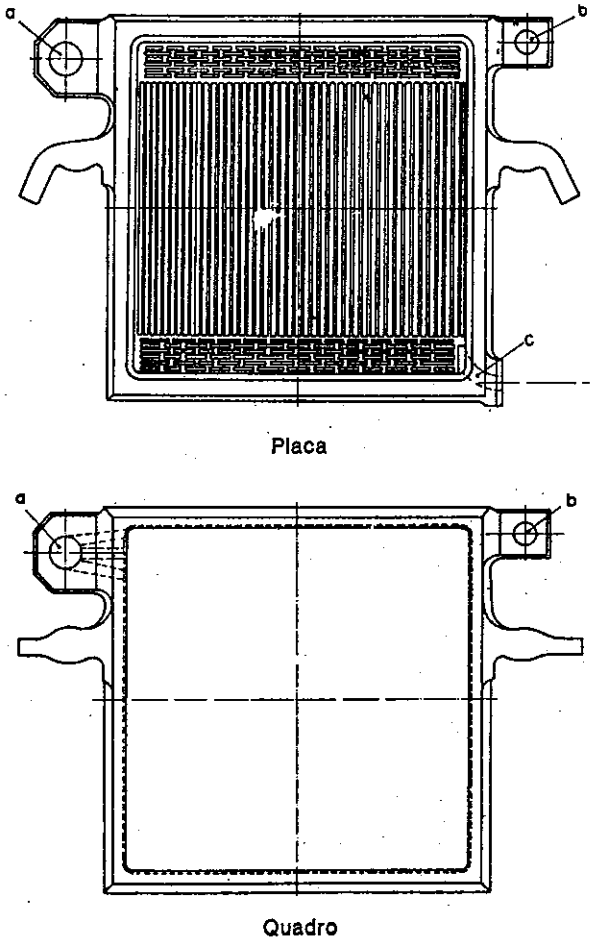


FIG. 32.2. — Placa e quadro de filtro-prensa.

O número de placas móveis é cerca de 40 a 45, havendo uma placa a menos que os quadros.

Quadros e placas são sustentados por duas fortes barras de aço, que ao mesmo tempo servem de suporte e absorvem o esforço de tensão produzido pela pressão exercida para apertar as placas entre as duas armações das extremidades.

As torneiras colocadas em cada placa comunicam-se com uma calha longitudinal, pela qual o caldo claro filtrado se escoa.

CICLO. — São necessários cerca de 30 a 60 minutos para abrir, esvaziar, limpar, armar e prensar novamente um filtro-prensa.

A filtração propriamente dita leva 90 a 120 minutos.

A lavagem com água e vapor dura cerca de 30 minutos, donde se calcula a duração do ciclo:

Abertura e montagem	cerca	de	45	minutos
Filtração	„	„	105	„
Lavagem	„	„	30	„
Ciclo			180	minutos

SUPERFÍCIE FILTRANTE. — A superfície filtrante é igual à superfície útil pela qual passam os caldos turvos através das lonas intercaladas. Sua expressão é a seguinte:

$$S = 2NHL \qquad (32.1)$$

S = Superfície filtrante do filtro-prensa, em m²;
N = número de quadros do filtro-prensa;
H = altura interna do quadro, em m;
L = largura interna do quadro, em m.

DIMENSÕES HABITUAIS. — A dimensão mais freqüente corresponde ao filtro-prensa com 40, 42 ou 45 quadros de 1 m × 1 m.

Estas dimensões são as dimensões externas do quadro. A superfície filtrante correspondente é de cerca de 0,90 m × 0,90 m, ou seja, 1,62 m² para um quadro e 70 m² para um filtro. A superfície bruta das placas, neste caso 2 m², não intervém na filtração.

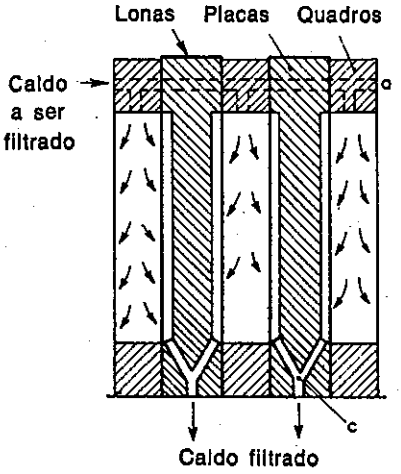


FIG. 32.3. — Funcionamento dum filtro-prensa.

PRESSÃO DE FILTRAÇÃO. — A velocidade de filtração depende da pressão exercida sobre o caldo no interior do filtro. Esta pressão é fornecida pela bomba de recalque do lodo.

Normalmente é de 3 a 4 kg/cm². Pode diminuir até 2 kg/cm², nos casos mais favoráveis, e pode aumentar até 4,5 kg/cm², no momento da lavagem e nos casos desfavoráveis.

CAPACIDADE DOS FILTROS-PRENSA. — A superfície filtrante necessária por TCH varia de acordo com o método de carbonatação adotado e com a lavagem mais ou menos completa da torta (cf. p. 528).

Noël Deerr (p. 306) e Tromp (p. 392) calculam, respectivamente, as seguintes superfícies, em m²/TCH.

QUADRO 32.1

Superfície de filtros-prensa necessária

	Noël Deerr	*Tromp*
1.ª carbonatação de Haan	8	6 a 8
1.ª carbonatação comum	10 a 13	9 a 11
2.ª carbonatação	4 a 5	4 a 5
Filtração do xarope	3 a 4	4 a 5

Tromp aconselha adotar valores menores, quando se utiliza o Kieselguhr, porém, desconhecendo a qualidade dos caldos a serem tratados, é prudente usar valores superiores.

INDICE DE FILTRAÇÃO. — Na Índia (ISJ, outubro 1965, p. 304), calculam-se cerca de 40 a 50 litros de caldo filtrado por m²/hora.

PESO DE TORTA PRODUZIDO. — Os filtros-prensa fornecem cerca de 4 a 5 kg de torta, peso seco, por m² de superfície filtrante e por hora. A densidade da torta é de cerca de 1,4.

TORTA. — Quando a filtração é boa, a torta é "seca" e porosa; quando é deficiente, é semilíquida e "lodosa".

UMIDADE. — Seu teor de água depende, evidentemente, deste estado. Quando a torta é boa, isto é, "seca", é de cerca de 50 a 60%, quando é lodosa, chega a 70%.

TEOR EM AÇÚCAR. — Antes da lavagem, o teor de água da torta corresponde ao seu teor de caldo. Assim também, seu teor de açúcar provém unicamente do caldo: contendo 70% de caldo (ou seja, cerca de 55 a 60% de água), seu teor de açúcar será de 70% do teor do caldo do qual provém. Por isso, é vantajoso filtrar apenas o lodo proveniente de caldo pobre e substituir, igualmente, o caldo da torta pela água, ao efetuar a lavagem, do modo mais perfeito possível.

PESO DA TORTA. — O peso da torta obtida atinge 6 a 12% do peso da cana, numa fabricação empregando a carbonatação.

PERDA DE AÇÚCAR NA TORTA. — Com uma lavagem, eficiente, é possível diminuir a perda de açúcar na torta a 1% de torta ou a menos, ou seja, 0,05 a 0,15% de cana, ou ainda 0,5 a 1,2% do açúcar contido na cana.

Lavagem da torta. — Interrompe-se o recalque do caldo no filtro-prensa quando a torta está completamente formada, o que se constata pela diminuição de caldo clarificado nas torneiras das placas. Entretanto, a lavagem é melhor quando é interrompida pouco antes, isto é, quando ainda existe uma cavidade na torta.

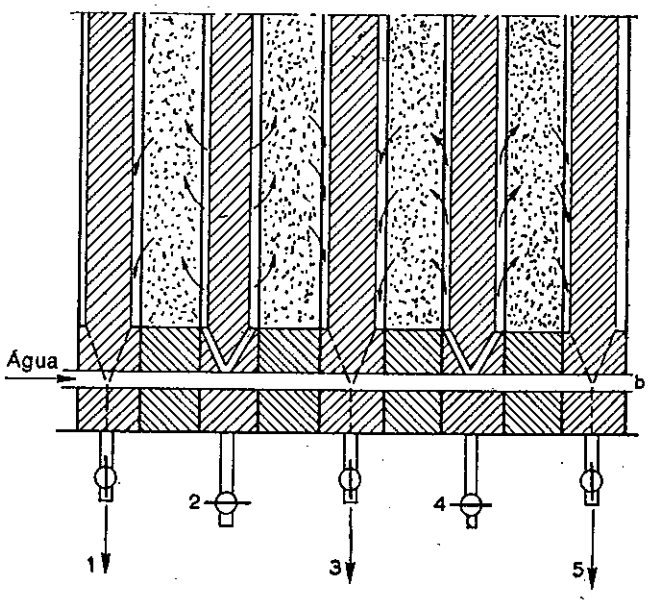


FIG. 32.4. — Lavagem metódica.

Neste momento, o caldo que impregna a torta e constitui mais da metade de seu peso é o caldo proveniente da carbonatação, geralmente com 12 a 15% de açúcar.

Procura-se deslocá-lo, extraindo-o com água ou vapor. Esta operação é denominada "lavagem". Pode ser efetuada de duas maneiras:

a) *Lavagem simples*: O caldo é simplesmente substituído pela água: percorre o mesmo trajeto no filtro e sai pelas torneiras de caldo.

b) *Lavagem metódica*: Observou-se (fig. 32.2) que, além da passagem de caldo *a*, instalada na orelha de trás, os quadros e as placas possuíam uma passagem *b*, na orelha da frente.

Por outro lado, as placas pares são diferenciadas das placas ímpares alternando torneiras curtas com torneiras compridas. Isto facilita o manuseio destas torneiras, o qual, caso contrário, seria incômodo.

As placas pares comunicam-se com a passagem *b*.

A lavagem metódica processa-se, portanto, da seguinte maneira: a água chega pela passagem *b* e as torneiras de caldo clarificado de todas as placas pares são fechadas (por exemplo, todas as torneiras compridas). A água entra pelas placas pares, atravessa as lonas e as tortas próximas e sai pelas torneiras abertas das placas ímpares (fig. 32.4).

Este processo fornece resultados melhores que o precedente.

Os fabricantes franceses fornecem os filtros-prensa com passagens de água *b* que se comunicam com o interior de todas as placas, a fim de:

1.º permitir a lavagem simples, utilizando a passagem *b;*

2.º manter a possibilidade de intercâmbio das placas.

Portanto, é necessário fechar o pequeno canal de comunicação em todas as placas pares, por exemplo. É mais conveniente usar uma massa de vedação, que pode ser removida facilmente, do que massa de fundição.

LIMITE DA LAVAGEM. — Quando, no fim da filtração, a água substitui o caldo para efetuar a lavagem, o Brix do caldo clarificado que se escoa pelas torneiras continua inicialmente o mesmo: é o caldo contido na torta que escorre, expelido pela água. Em seguida, o Brix cai bruscamente: é a água que chega. De acordo com a superfície de filtração, a lavagem é, então, interrompida quando o Brix chega a 3° (neste caso há uma grande perda de açúcar na torta), ou a 2°, ou a 1°. Não há vantagem em ir a menos de 1°: arrastar-se-iam mais impurezas que açúcar.

Como a água de lavagem da torta é alcalina, evita-se misturá-la ao caldo, reservando-a, preferivelmente, à preparação do leite de cal.

Após a lavagem, força-se a saída da água retida na torta, passando-se vapor no filtro.

LAVAGEM FORA DO FILTRO. — A torta também pode ser lavada fora do filtro-prensa. A torta cai num recipiente em que é diluída com água quente a 60°C, na proporção de 90% de seu peso. É misturada e refiltrada. A segunda filtração é rápida e fornece uma torta contendo apenas 1 a 2% de açúcar.

DIFICULDADES DE FILTRAÇÃO. — Quando a filtração é difícil e a torta lodosa, isto pode ser devido à cera contida no caldo, a qual, tornando-se sólida a cerca de 66°C, se deposita sobre as lonas novas, quando o caldo quente entra no filtro. Este fenômeno pode ser evitado, passando-se vapor no filtro-prensa, antes de introduzir o caldo.

Se a torta continua lodosa, pode ser melhorada com o aumento da quantidade de bagacilho. Isto pode ser feito pela introdução direta do bagacilho, separado com uma peneira especial, no caldo a ser filtrado, ou com a substituição das chapas perfuradas do separador de bagacilho por chapas com perfurações maiores.

KIESELGUHR. — Para melhorar a filtração, pode-se empregar o Kieselguhr É um depósito silicoso, extraído em minas na África do Norte ou na América do Norte e proveniente de diatomáceas mortas. A forma extremamente fina destes seres minúsculos concede a seus restos silicosos propriedades filtrantes.

O Kieselguhr é misturado ao caldo a ser filtrado. Tromp (p. 393) fala de 400 a 500 g por m² de superfície filtrante e por hora.

Lonas filtrantes. — As lonas para a filtração são tecidos de algodão, de linho e algodão; de cânhamo e algodão, de juta ou de paka ou de nylon, tendo este último uma duração muito superior.

Esta lona, muitas vezes, já vem com a largura necessária, sendo cortada na usina, de acordo com o comprimento

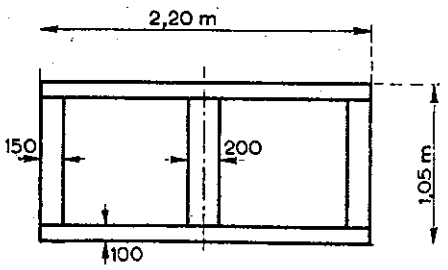


FIG. 32.5. — Lona para filtro-prensa, 1 m × 1 m (sanforizado).

desejado, ou já é entregue pronta. Geralmente, a lona é fornecida sem o lustro de acabamento e com garantia de não encolher. Entretanto, é conveniente prever uma largura e um comprimento um pouco maiores. Foram dadas (fig. 32.5) as dimensões a serem adotadas para lonas de filtro-prensa de 1 m × 1 m. As faixas reforçadas contornam a lona nos pontos em que o perigo de rasgar é maior. Estas faixas são aconselháveis, pois duplicam sua duração, sem duplicar seu preço. Nunca devem ser sobrepostas, porque qualquer espessura maior leva a vazamentos no ponto de contato entre o quadro e a placa.

Uma lona de filtro pesa cerca de 800 a 1 000 g por m², conforme a qualidade, excluindo os reforços.

B. **Filtros rotativos contínuos a vácuo**

O filtro mais típico e difundido é o filtro Oliver-Campbell. Será descrito a seguir.

DESCRIÇÃO. — Compõe-se dum tambor girando em volta dum eixo horizontal (fig. 32.6) e mergulhando parcialmente no líquido a ser filtrado. A periferia forma a superfície filtrante: esta é dividida em 24 seções independentes, cada uma das quais ocupando 15° da circunferência e estendendo-se sobre todo o comprimento do tambor. Cada uma destas seções é ligada individualmente a uma tubulação de vácuo por um pequeno tubo metálico, que chega a um distribuidor situado em uma das extremidades do eixo e possui 3 setores diferentes:

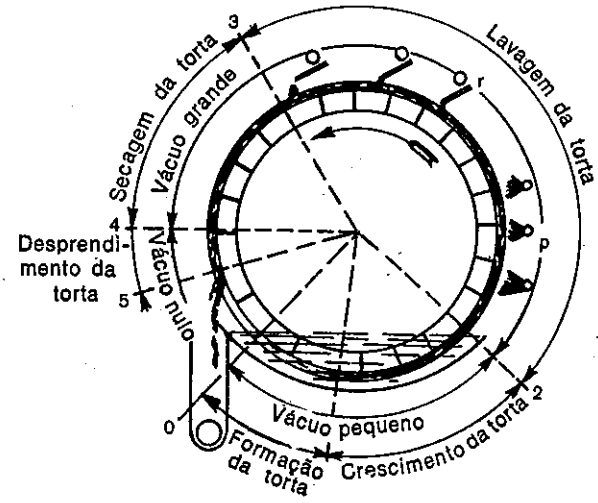


FIG. 32.6. — Esquema de funcionamento dum filtro rotativo contínuo a vácuo.

a) o 1.°, comunicando-se com a atmosfera, mas não com o vácuo;

b) o 2.°, comunicando-se com um espaço em que há um vácuo fraco, de cerca de 25 a 35 cm de mercúrio;

c) o 3.°, comunicando-se com um espaço em que há um vácuo um pouco maior, de cerca de 35 a 50 cm.

A parede externa do tambor é formada por chapas de cobre ou aço inoxidável com perfurações muito finas, cobrindo as 24 seções (figs. 32.7 e 8).

FUNCIONAMENTO. — Quando o filtro gira, a seção que vai entrar no líquido a ser filtrado se comunica, neste instante, com o vácuo fraco. Ocorre uma aspiração do líquido, que entra pelas pequenas perfurações. Porém, estas

se obstruem imediatamente com pedaços de bagaço e matérias em suspensão. Evidentemente, o primeiro caldo, que passa assim, é mal filtrado e muito turvo: é denominado "caldo filtrado turvo" e vai para um recipiente especial.

Desta maneira, guarnecida com uma pequena camada, constituindo o início da torta, a seção passa a seguir ao setor do vácuo forte. Com efeito, é necessário aumentar a aspiração, porque a resistência exercida pela torta aumenta com sua espessura. Porém, o caldo que passa é então filtrado mais eficientemente por meio de suas próprias impurezas e pelo bagaço que contém, os quais constituem, por si só, a superfície filtrante necessária, ao acumular-se sobre o tambor. Este caldo é o "caldo filtrado claro" e passa para um outro recipiente. A torta torna-se cada vez mais grossa, até que a seção emerge do líquido. O excesso de caldo levado à sua superfície reflui para o tanque, enquanto o caldo contido na massa da torta formada continua a ser aspirado para o interior do compartimento ou da seção do tambor.

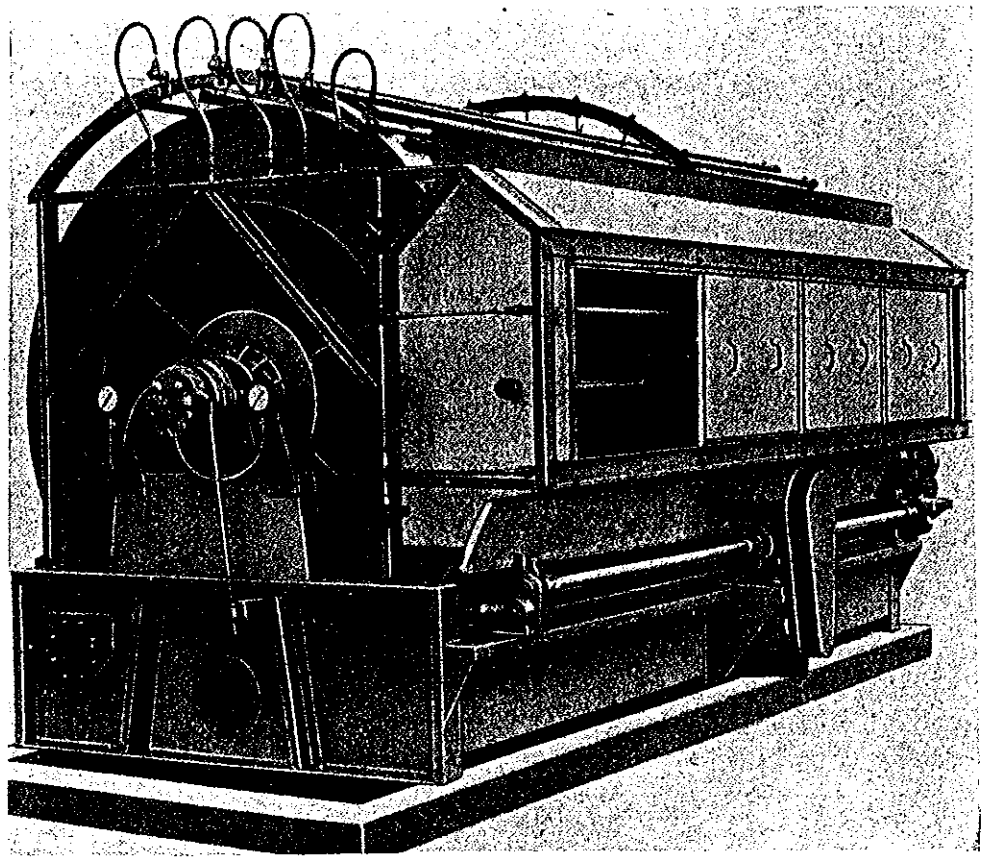


FIG. 32.7. — Filtro Oliver-Campbell de 8′ × 16′ (visto do lado dos pulverizadores e das rampas).

A seção passa, então, na frente de várias rampas de pulverizadores *p*, que pulverizam água quente sobre a torta. É o início da lavagem. O vácuo aspira lentamente a água. Os fabricantes afirmam que esta lavagem é prevista para que a agua tenha justamente o tempo necessario de atravessar a torta e extrair o caldo, enquanto percorre a última fração da volta. Realmente, a extração do açúcar é muito eficiente e, no entanto, o Brix do caldo filtrado claro é apenas levemente inferior ao do caldo filtrado turvo.

Apos a pulverização, a lavagem continua e é completada por meio das rampas *r*, que pulverizam água sobre a torta, à medida que sua superfície seca com a aspiração da água.

Após a última rampa, começa a secagem: a água é aspirada para o interior, sem ser renovada externamente.

Pouco antes de entrar novamente no líquido, a seção chega, finalmente, a um raspador, formado por uma faixa rígida de correia de borracha, a qual se encosta levemente na chapa perfurada. No momento em que a seção a atinge, o distribuidor interrompe o vácuo que mantinha a torta contra a chapa. Ime-

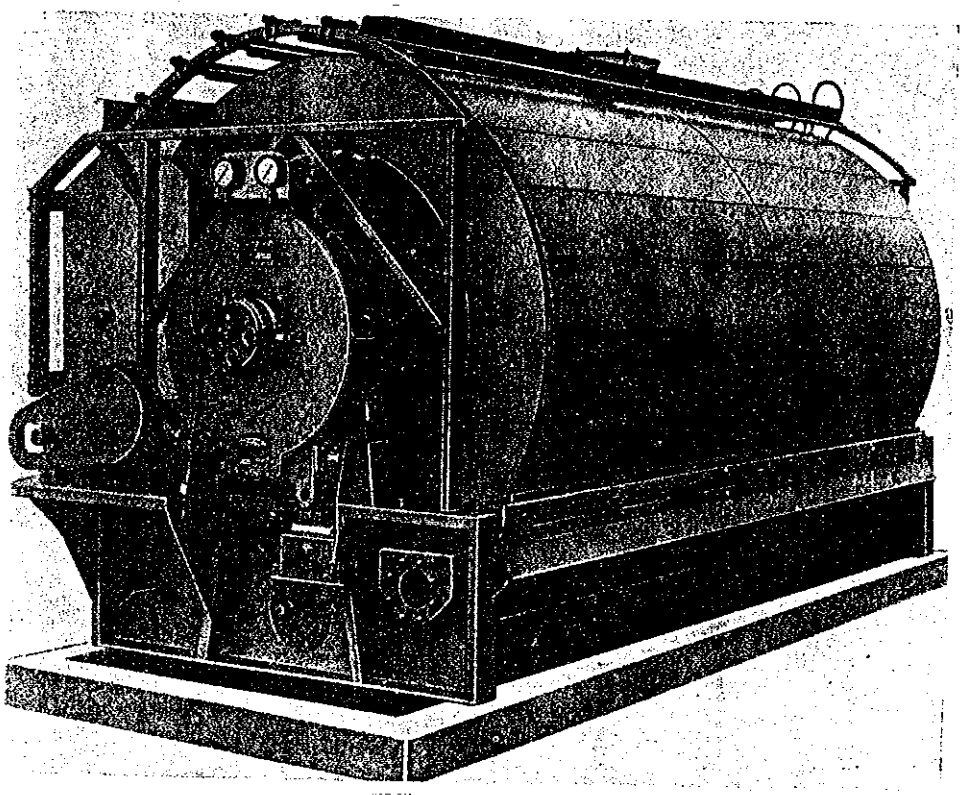


FIG. 32.8. — Filtro Oliver-Campbell (visto do lado da secagem e da queda da torta. Sobre a válvula distribuidora observam-se os orifícios de adaptação dos tubos de aspiração dos vácuos pequeno e grande).

diatamente, o simples contato do raspador separa-a em um só bloco e esta cai num transportador helicoidal ou na correia, que a leva para fora do prédio (fig. 32.9).

No pátio, a torta cai num reboque. Assim que estiver cheio, este é levado por um trator para distribuí-la nas plantações, sendo substituído de imediato por outro vazio.

Chapa perfurada. — As chapas perfuradas que cobrem as seções são de cobre, latão ou aço inoxidável, tendo 100 ou 115 perfurações por cm² de 0,5 mm de diâmetro.

As chapas de cobre possuem uma espessura de 0,45 mm, 1 mm entre os centros das perfurações e 23% de passagem (vazio % da superfície total). Na série francesa são designados RD 0,5S. A largura das faixas é de 324 mm (Oliver) ou 345 mm (Eimco).

Seu desgaste é mínimo e podem ser utilizadas em várias safras seguidas. Porém, como são frágeis, convém envolvê-las, durante a entressafra, com uma lona protetora, fixada ao tambor por meio de correias, para evitar choques, estragos causados por intempéries etc.

AGITADOR. — Para evitar que o lodo, ao chegar ao tanque do filtro, se deposite, é mantido em movimento por meio dum agitador, oscilando em volta do eixo do filtro e movido por um pequeno motor especial.

Para evitar o rompimento das partículas ou pequenos flocos de lodo, o misturador é alimentado, por gravidade, com bagacinho (TSJ, março 1969, p. 28).

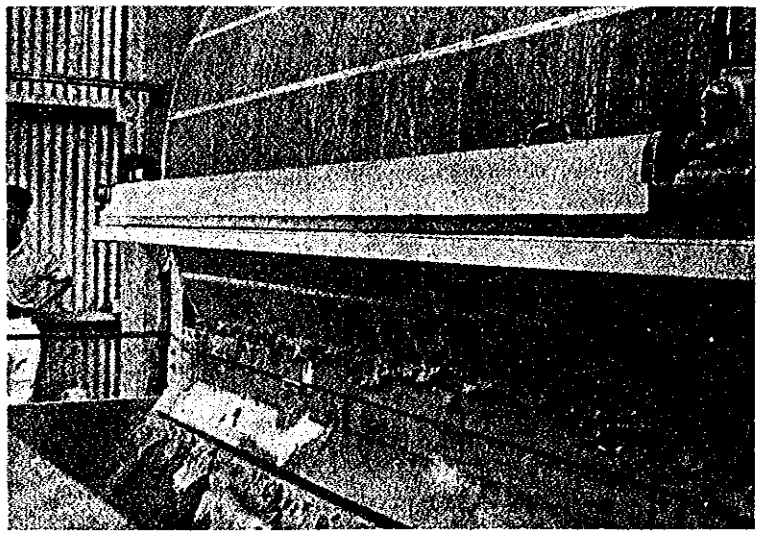


FIG. 32.9. — Filtro Oliver-Campbell. Queda da torta.

MOTOR. — O movimento de rotação do tambor do filtro é ocasionado por um pequeno motor elétrico de cerca de 2 CV.

VELOCIDADE. — A velocidade deste motor é constante e geralmente é de 1 450 rpm. Impulsiona o filtro por meio de correia e redutor duplo com engrenagens sem fim. Um pequeno dispositivo permite regular, por meio dum volante, a relação de velocidade da correia trapezoidal. Assim, a velocidade de rotação do tambor pode ser regulada entre um máximo de uma volta em 3 minutos e um mínimo de uma volta em 10 minutos. Isto significa que a escala de regulagem permite a variação da velocidade entre extremos situados numa relação de cerca de 1 a 3.

Na Louisiana (TSJ, março 1969, p. 31), acredita-se que, mesmo duplicando a velocidade, o teor de filtração apenas aumenta na proporção de 1 a 1,4.

TORTA. — A torta obtida apresenta um aspecto bom, seco e poroso, porém ainda contém 75 a 80% de água.

Por causa do bagacilho acrescentado ao lodo para facilitar a filtração, é preciso calcular cerca de 3 a 4 kg de torta para 100 kg de cana.

A espessura da torta é variável, porém geralmente de cerca de 1 centímetro. Na Louisiana (TSJ março 1969, p. 27), constatou-se que o esgotamento era ótimo para uma espessura de torta de 6 a 7 mm, porque a lavagem é mais eficiente para esta espessura.

O filtro fornece cerca de 60 a 70 kg de torta por m² e por hora, ou, mais exatamente, 123 kg/m²/hora por cm de espessura de torta.

PERDA DE AÇÚCAR. — A torta contém 0,5 a 3% de açúcar, geralmente 1 a 2%. Isto corresponde a uma perda de açúcar de aproximadamente 0,2 a 0,8%, ou uma média de 0,5% do açúcar da cana.

VELOCIDADE DE FILTRAÇÃO. — É possível calcular 200 a 400 l de caldo por m² de superfície e por hora. Na clarificação composta, 200 a 250 l/m²/h é suficiente; na clarificação simples, é preciso chegar até 250 a 300 l/m²/h. Porém, as bombas para os caldos filtrados serão calculadas para 480 a 500 l/m²/h (TSJ, março 1969, p. 28).

Capacidade. — A superfície de filtro julgada necessária varia de acordo com o país. Calcula-se:

	Média	*Extremos*
Em Cuba (FAS, abril 1940, p. 31)	0,30 m²/TCH	
Em Porto Rico (TSJ, 1950, p. 53)	0,59 „	0,20 a 2,20 m²/TCH
Em Natal (47.° C. SASTA, p. 91)	0,64 „	0,33 „ 1 „
Em Queensland (42.° C. QSSCT, p. 328)	0,55 „	
Nas Filipinas (FAS, 1931, p. 269)	0,44 „	
No Havaí (FAS, 1936, p. 54)	0,83 „	0,67 „ 1 „

De um modo geral, calcula-se 0,60 m²/TCH, no hemisfério americano.

Acreditamos que, mesmo com caldos refratários, 0,30 m²/TCH é suficiente.

Empregando o "Rapifloc" (cf. p. 537), Dorr-Oliver acredita que 0,35 m²/TCH, no lugar de 0,60 m²/TCH, é o suficiente. É possível chegar até 0,25 m²/TCH.

PROPORÇÃO DE CALDO FILTRADO TURVO. — Para 100 de caldo fornecido pelo filtro, é preciso calcular que fornece:

30 a 60% de caldo filtrado turvo
70 „ 40% „ „ „ claro.

Estes dois caldos filtrados reunidos podem conter 2 a 12% de matérias sólidas em suspensão (TSJ, julho 1950, p. 25).

Emprego dos caldos filtrados. — Muitas vezes, é difícil decidir como proceder com estes dois caldos filtrados.

a) O caldo filtrado turvo poderia ser enviado ao tanque do filtro ou ao precedente. Porém, isto dilui o lodo e não é aconselhável. É preciso enviar o caldo filtrado turvo ao clarificador. Na clarificação composta, há a escolha de reconduzi-lo para antes do clarificador primário ou antes do secundário. A primeira solução é preferível.

b) O caldo filtrado claro do filtro infelizmente não possui nem o brilho e nem a transparência do caldo clarificado do clarificador. É acinzentado e ainda um pouco turvo. Não é indicado enviá-lo à fabricação com os caldos clarificados primários. Assim, é normalmente reconduzido para antes do clarificador primário.

Na clarificação simples e, muitas vezes, na clarificação composta, observa-se que estes dois caldos filtrados são reunidos e enviados juntos para antes do clarificador. É este o inconveniente deste tipo de filtros: sobrecarregam o setor de decantação. Quando este trabalha perto do limite de sua capacidade, é inconveniente aumentar o volume dos caldos e, conseqüentemente, sua velocidade de circulação no clarificador com uma fração representando, aproximadamente:

Clarificação simples		12 a 20%
„ composta	Clarificador primário	10 „ 12 „
	„ secundário	10 „ 15 „

Uma solução consiste em clarificar novamente estes dois caldos filtrados num pequeno clarificador especial, após aquecimento e nova calagem. Assim obtém-se um caldo muito claro e lodo grosso, enviado ao Oliver (TSJ, abril 1951, p. 26). Também podem ser passados num separador centrífugo, modelo Westfalia.

Lavagem. — Pela razão já indicada (p. 531), a quantidade de água de lavagem que passa ao caldo filtrado claro representa apenas uma pequena parte da água enviada ao filtro, cerca de 20 a 25%. A maior parte fica na torta. Portanto, é preciso estabelecer a quantidade de água a ser usada na lavagem conforme a diluição do caldo filtrado claro e não conforme a quantidade em si.

A eficiência da lavagem é mais importante que a quantidade de água empregada. Na África do Sul (ISJ, 1941, p. 183), uma usina, utilizando 100 de água de lavagem para 100 de torta, obteve 0,3% de polarização na torta, enquanto uma outra, empregando a metade, obteve 0,4%. Geralmente, utiliza-se 100 a 150 de água para 100 de torta.

Preferivelmente, esta água deve estar a 75 ou 80°C. Webre (TSJ, abril 1951, p. 26) acredita que pode ser conveniente não ultrapassar 60°C, para não

haver perigo de arrastar as ceras contidas na torta, porém não somos da mesma opinião por uma razão similar àquela demonstrada por Honig para a embebição quente (cf. "Ceras", p. 349).

No Irã, calcula-se para a quantidade de água de lavagem 1,38% do peso de cana.

Na Louisiana (TSJ, março 1969, p. 34), estima-se em 82°C a temperatura mínima da água de lavagem e entre 88 e 90°C a temperatura ótima, sob uma pressão de 3 a 4 kg/cm².

A lavagem pode chegar até 0,2% de polarização na clarificação composta, ou 0,3% na clarificação simples. Esta vantagem é, porém, bastante duvidosa, porque, para chegar a estes números, há o perigo de diminuir pela lavagem a pureza do caldo filtrado a proporções tais que, finalmente, ocorrem perdas.

Durante a lavagem, o arrasto duma parte das impurezas solúveis realmente ocasiona uma queda de pureza entre o caldo a ser filtrado e o caldo filtrado claro, proveniente do primeiro. Esta diferença é, geralmente, de 2 a 4°. Também se assinala (Perk, SASTA, 1960) que a pureza do caldo filtrado não deve ser inferior em mais de 1,5 pontos à do caldo clarificado.

Numa lavagem bem efetuada, a diferença de Brix entre estes dois caldos é de 12 a 15%.

Retenção. — Denomina-se "retenção" a proporção de matérias sólidas extraídas pelo filtro % das matérias sólidas contidas no lodo.

Esta retenção, às vezes, é muito baixa, menos de 50%.

Ora, o filtro deve extrair a totalidade das matérias sólidas vindas dos clarificadores, senão estas se acumulam. Portanto, se a retenção é de 50%, isto significa que os dois caldos filtrados mantêm em circulação, entre clarificadores e filtros, uma quantidade de matérias em suspensão igual àquela expulsa com a torta. É evidente que isto significa uma sobrecarga considerável para os clarificadores, diminuindo muito sua capacidade e aumentando o risco das partículas mais finas passarem à fabricação, juntamente com o caldo clarificado do clarificador.

Experiências efetuadas em Queensland (ISJ, 1940, p. 386) mostraram que a retenção variava de 48 a 88%; sua média era de 70%. A conclusão destes ensaios revelava que era fácil alcançar 75 a 80%, o que representa um grande progresso sobre 50%:

1.° Aumentando a proporção de bagacinho no lodo. Aconselhava-se para isto empregar na peneira de bagaço uma tela com um mínimo de 32 malhas ("mesh") por decímetro.

2.° Diminuindo a velocidade de rotação do filtro. É conveniente que a velocidade não seja superior a 1 volta em 6 ou 8 minutos. Sendo possível, manter a velocidade mínima, que é de cerca de 1 volta em 10 ou 11 minutos.

Experiências mais recentes de Foster (QSSCT, 1954, p. 143) demonstram, entretanto, que esta velocidade não exerce muita influência, sob a condição de que a proporção de bagacinho seja suficiente e que haja uma grande concentração das matérias sólidas do lodo na alimentação do filtro.

Em Maurício, calcula-se (Houareau, S.T.A.S.M., 1960) que a concentração ótima de matérias insolúveis no lodo é de cerca de 6%. Se esta proporção chega a 12%, a retenção cai a 60%. Se a proporção diminui a 4%, a retenção diminui igualmente. Para uma proporção ótima de 6%, a adição de bagacinho deve chegar a cerca de 60% do peso de matérias insolúveis e a retenção pode ultrapassar 80%.

Dimensões. — O diâmetro do tambor dos filtros Oliver-Campbell é, geralmente, de 8 pés = 2,44 m. Entretanto, há filtros de 10′ no México, 12′ na Austrália, 14′ na África do Sul.

QUADRO 32.2

Superfície dos filtros Oliver, em m²

Diâmetro		*Comprimento*							
Em pés	*Em m*	4,5′ = 1,37 m	6′ = 1,83 m	9′ = 2,74 m	12′ = 3,66 m	14′ = 4,27 m	16′ = 4,88 m	18′ = 5,49 m	20′ = 6,10 m
8′	2,44	10,50	14	21	28	32,70	37,36		
10′	3,05				35	40,86	46,70	52,53	58,37
12′	3,66				42	49	56	63	70
14′	4,27							73,54	

Filtração "Rapifloc". — Em 1961, Dorr-Oliver patenteou um novo sistema de filtração, por ele denominado "Rapifloc". Este sistema (fig. 32.10) consiste em acrescentar um coagulante, o "Separan AP. 30", fabricado por Dow Chemical, Midland, Michigan, numa proporção de cerca de 1,5 g por TC. A adição efetua-se num recipiente especial, chamado coagulador, justamente antes do envio ao filtro. Este pode ser um filtro Oliver comum, havendo apenas neces-

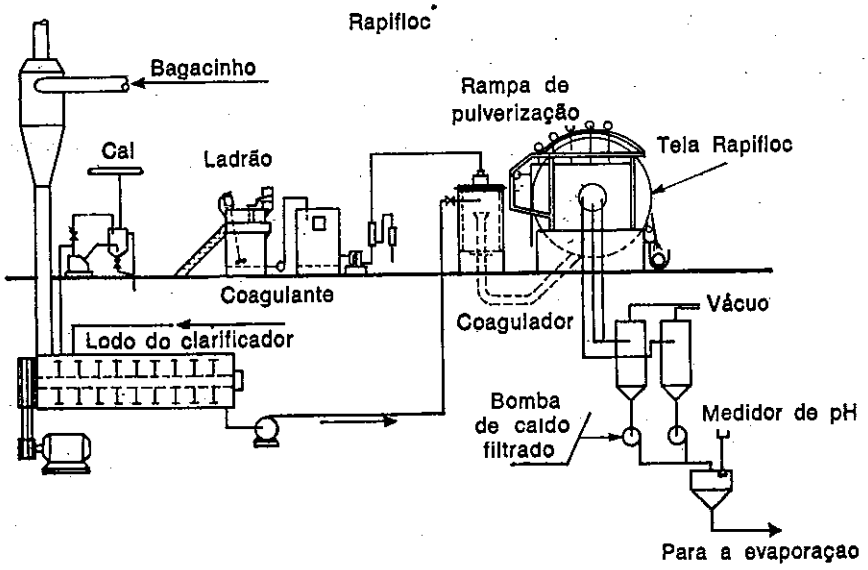


FIG. 32.10. — Rapifloc.

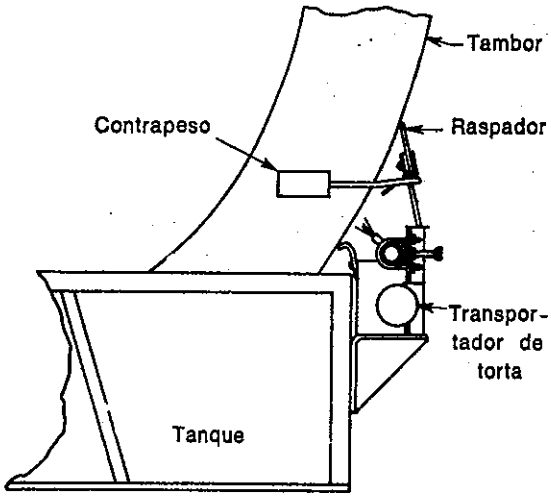


FIG. 32.11. — Filtração Rapifloc. Lavagem da tela.

sidade de modificações pequenas: é coberto com uma tela porosa de polipropileno estampada, cobrindo as chapas perfuradas, e é munido com uma nova válvula distribuidora e um dispositivo de lavagem da tela, entre o lugar em que a torta se desprende e aquele em que o tambor entra no líquido a ser filtrado (fig. 32.11).

Este novo sistema fornece um caldo filtrado claro, que pode ir diretamente à evaporação, evitando, assim: 1.º a sobrecarga dos setores de clarificação e de filtração, ocasionada pela recirculação dos caldos filtrados; 2.º uma permanência prolongada desta fração do caldo neste setor com as perdas subseqüentes por inversão.

A capacidade do filtro torna-se maior e, de acordo com os fabricantes, quase dupla. De cerca de 100 kg de torta (com 80% de umidade) por m²/hora passou a 170 ou 200 kg/m²/h. A torta realmente é bem mais consistente. Sob este ponto de vista, o "Rapifloc" é aconselhável, quando o aumento de tonelagem da usina ultrapassa a capacidade do filtro ou dos filtros existentes; este sistema permite aproveitar os já existentes.

Pode-se obter um certo aumento da capacidade pela substituição das chapas perfuradas com 0,5 mm por chapas com perfurações de 4 a 5 mm.

As necessidades de água de lavagem aumentam de cerca de 2 l/s; o Brix do caldo filtrado é um pouco mais baixo, porém a pureza aumenta de cerca de 1 ponto. A perda de sacarose na torta não diminui.

A tela dura cerca de 1 a 3 meses, quando é de Dacron, 2 a 6 meses, sendo de polipropileno.

O consumo de Separan AP. 30 varia, conforme os casos, de 1 a 5 g por TC. Normalmente, 1,5 a 2 g/TC são suficientes (RAM, janeiro 1965, p. 39).

DIFICULDADES. — Às vezes, pode ser difícil esticar a tela ou mantê-la esticada sobre o tambor: após 1 ou 2 dias de uso torna-se frouxa e forma ondulações no ponto do descarregamento da torta. Consegue-se uma tensão melhor colocando o filtro sob vácuo, durante a montagem: a tela estica-se mais facilmente e continua esticada, enquanto se fixam as amarras.

Para que a lavagem seja eficiente e não leve à obstrução das telas, é necessário que a água de lavagem esteja a 80 ou 90°C, sob uma pressão de 4 kg/cm²,

e que chegue ao tambor num ângulo de cerca de 110° (isto é, conforme um plano inclinado de 20° em relação à vertical e contra o movimento da tela). Pode-se calcular um gasto de água de 1,4 l/s por metro de comprimento do tambor (RAM, Janeiro 1965, p. 38).

Filtro Eimcobelt. — É um filtro muito parecido com o Rapifloc, o qual, aliás, o precedeu.

O tambor do filtro é envolvido por uma tela tecida com malhas finas de polipropileno, a qual passa sobre um rolo de expulsão, em volta dum rolo de alinhamento da tela, dum outro de tensão e volta ao tambor. Neste lugar, as duas partes, que se encontram, são fechadas com um laço de fio metálico e um zíper. Dois tubos perfurados, que molham a tela após o rolo de expulsão, mantêm-na limpa, sendo a água de lavagem recolhida numa calha, donde pode ser retirada, recirculada ou utilizada para a embebição. Sua polarização é de cerca de 0,2%. Além disso, um terceiro tubo perfurado molha a tela por baixo, justamente antes do rolo de expulsão, ajudando a desprender a torta.

A tela pode durar 4 a 5 meses.

Mistura-se Separan AP. 30 diluído a 0,5% ao lodo, que já recebeu bagacinho. Uma boa dosagem corresponde a 2 g de Separan por TC; com 5 g/TC, Rabe constatou, na África do Sul (SASTA, 38.° C., abril 1964, p. 111), que a torta não se segurava mais no filtro; com 1 g/TC o caldo filtrado é turvo e a tela fica entupida.

É importante que a água de lavagem esteja no mínimo a 80°C e sob uma pressão de 2,8 kg/cm², caso contrário, a lona fica entupida.

A transformação dum filtro Eimco em "Eimcobelt" duplica sua capacidade.

O caldo filtrado é suficientemente claro para ser enviado diretamente à evaporação.

Pode-se calcular uma capacidade de cerca de 100 a 120 kg/m²/h de torta (QSSCT, 32.°, p. 43). Esta vazão não pode ser reduzida a menos de 60 e nem ultrapassar 150 kg/m²/h sem inconvenientes.

Eficiência. — Os filtros "revestidos", Rapifloc ou Eimcobelt, possuem uma alta retenção: deixam as matérias em suspensão no caldo filtrado a 0,03 ou 0,05%, em comparação com cerca de 0,80% para os filtros não revestidos (Q.B.S.E.S., 65.° rep., p. 78).

Acessórios dos filtros rotativos contínuos a vácuo

1.° Bomba de ar. — Os compradores dos filtros contínuos, muitas vezes, desejam evitar a pequena instalação de vácuo que acompanha o filtro. Porém, o vácuo não deve ser tomado sobre a coluna central, ou sobre uma coluna de vácuo de evaporação, ou sobre os cozedores:

a) A quantidade de ar que entra no filtro é considerável e perturba o vácuo, ao qual este é ligado.

b) As condições necessárias a estes dois vácuos são muito diferentes.

c) O filtro não trabalha sempre ao mesmo tempo que a evaporação ou os cozedores.

Portanto, o filtro é fornecido com uma pequena bomba de ar e um pequeno condensador barométrico.

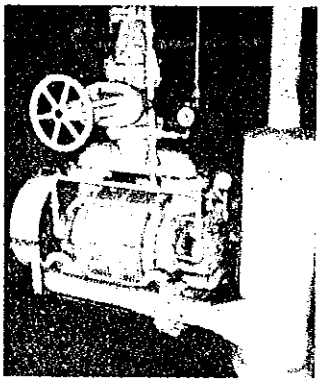


FIG. 32.12. — Bomba de vácuo "Nash" CL. 702 para filtro rotativo.

O condensador é um pequeno recipiente cilindrico-cônico, ao qual se liga um separador de água. A coluna barométrica possui um diâmetro de 50 a 75 mm.

Às vezes, estas pequenas bombas de ar são substituídas por ejetores a vapor, ocupando menos espaço e sendo mais econômicos (cf. p. 924). Neste caso, um ejetor com 1 estágio é largamente suficiente para assegurar o vácuo máximo necessário.

Porém, a solução mais indicada é a bomba de ar com anel líquido. Um excelente modelo francês é a bomba Neyrpic "Hydro", modelo NE, para vácuos pequenos. Este modelo alcança seu rendimento ótimo com vácuos de 500 a 550 mm de mercúrio e custa apenas cerca de 70% do preço das bombas "Hydro" modelo B para vácuos grandes, destinadas ao múltiplo-efeito e aos cozedores. Uma outra bomba de vácuo com anel líquido muito generalizada é a Nash (fig. 32.12). Nash aconselha estas bombas para as seguintes capacidades, calculadas em m^3/h de ar aspirado por m^2 de superfície de filtro:

Filtro tipo Oliver comum	12,8	$m^3/h/m^2$
" " " "Rapifloc"	31 a 32	"

Na Louisiana (TSJ, março 1969, p. 28), calculam-se 15 a 18 $m^3/h/m^2$ de superfície filtrante, para um vácuo de 50 cm.

Estas bombas ocupam pouco lugar, não necessitam fundações importantes, podem ser instaladas no piso dum andar e exigem apenas uma pequena quantidade de água de esfriamento e pouca fiscalização e manutenção.

Os dois vácuos, o pequeno, que varia de 25 a 40 cm, geralmente 30 cm, e o grande, de 40 a 50 cm, geralmente 45 cm, mantêm o vácuo necessário por meio de dois reguladores com diafragma.

2.º PENEIRA DE BAGACINHO. — Os filtros do tipo Oliver geralmente executam uma filtração conveniente somente quando se acrescenta uma certa quantidade de bagacinho ao lodo. Este é obtido por peneiramento e é constituído por fibras com cerca de 3 cm de comprimento e pedaços com cerca de 1 mm^3. A mistura destas duas matérias contribui para o melhoramento da filtração das outras matérias em suspensão que formam o lodo. Principalmente as fibras formam a mistura filtrante, ao guarnecer as malhas das telas.

Quantidade necessária. — Os fabricantes calculam (FAS, janeiro 1948, p. 40) cerca de 7 kg de bagacinho por TC moída.

Em Cuba (ISJ, 1943, p. 165), também se calculam 6 a 7 kg de bagacinho por TC, com 48% de umidade.

Na Louisiana (TSJ, março 1969, p. 28): 6 a 10 de bagacinho % de torta úmida.

Em Queensland (MSIRI, 1959, p. 80): 4,5 kg/TC.

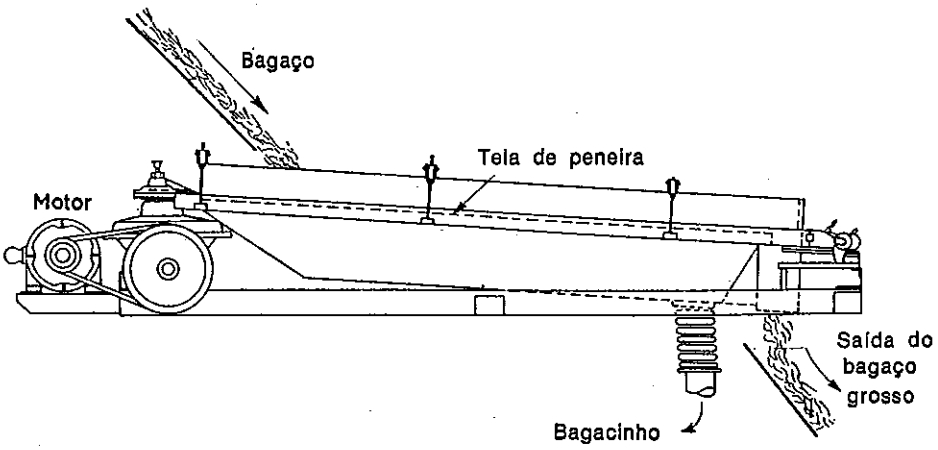


FIG. 32.13 — Peneira vibratória "Rotex" para bagacinho.

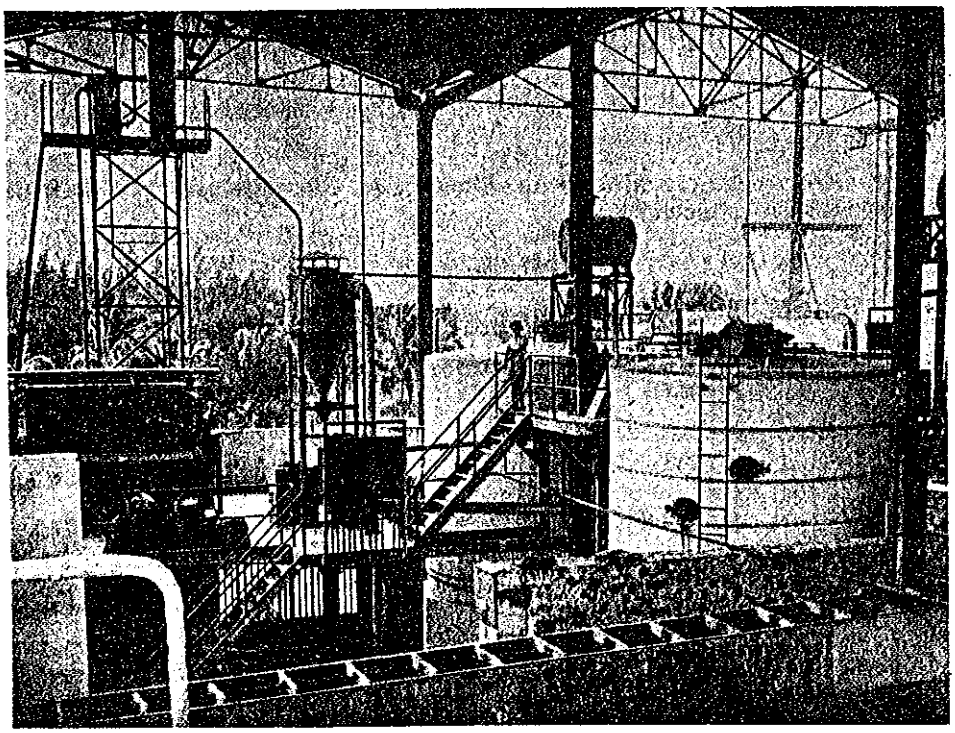


FIG. 32.14. — Clarificação composta (à direita); filtro Oliver (à esquerda); ciclone (no meio) e condensador (em cima, à esquerda).

Na África do Sul (ISJ, 1941, p. 183): 5 a 14 kg/TC. Mais recentemente (Perk, SASTA, 1960): 15 kg/TC.

Em Maurício (MSIRI, 1962, p. 92), como a média era 4,2 kg/TC, H. F. Wiehe assinala a obtenção dum resultado melhor com 6,5 kg/TC, sendo que a perda de açúcar na torta diminuía pela metade.

Como se vê, esta quantidade é bastante variável e depende da facilidade de filtração do caldo. Conseguimos chegar a zero, obtendo assim mesmo uma extração excelente de açúcar. Geralmente, é possível basear-se em 3 a 6 kg/TC.

Para obter a quantidade de bagacinho necessária a um filtro, tratando todo o lodo da usina, é preciso peneirar 25 a 60% da quantidade total de bagaço da usina. Na clarificação composta, 25 a 35% são perfeitamente suficientes.

Instalação. — Por baixo do condutor de bagaço instala-se uma peneira vibratória (fig. 32.13), preferivelmente entre os dois primeiros chutes de bagaço das caldeiras. Uma comporta, como aquelas que alimentam as caldeiras, deixa cair o bagaço sobre a peneira, a qual deixa passar o bagacinho e devolve o bagaço restante aos dois chutes próximos.

Porém, na maioria dos casos, não se emprega este aparelho pequeno, substituindo, simplesmente, numa certa extensão (2 a 4 m), o fundo do condutor de bagaço por uma chapa com perfurações de 5 mm. É conveniente colocá-la numa seção ascendente do transportador.

Um ventilador aspira o bagacinho da peneira ou do chute situado debaixo do fundo perfurado do condutor através duma tubulação de chapa galvanizada e o deixa cair num ciclone, situado em cima do misturador (cf. fig. 32.14), pelo qual passa o lodo, que vai ao filtro. Uma pequena comporta permite regular a vazão de bagaço do ventilador.

Peneira. — No caso da peneira vibratória, as 4 medidas principais de telas empregadas são as seguintes:

QUADRO 32.3

Telas metálicas para peneiras de bagacinho

N.º inglês	*Número de malhas por dm*	*Proporção em peso de bagacinho fornecido*
8 mesh	32	100
10 »	40	90
12 »	48	60
14 »	56	25

As telas empregadas são tanto mais finas quanto mais o bagaço for difícil de ser filtrado, sob a condição de que a quantidade de bagacinho fornecida seja suficiente. As malhas mais largas que as do n.º 12 efetuam uma filtração menos perfeita; sendo possível, é melhor utilizar o n.º 14.

Capacidade da peneira. — Uma peneira com 32 malhas por decímetro fornece 60 a 80 kg de bagacinho por metro quadrado e por hora.

Em Queensland (MSIRI, 1959, p. 80), calcula-se 0,04 m²/TCH, com tela de 32 malhas por dm. Constatou-se também (QSSCT, 37.º, p. 255) que peneiras com 16 malhas por dm (4 mesh) podem ser usadas e fornecem uma proporção de bagacinho inferior àquela fornecida pela peneira de 32 malhas (8 mesh). Fornecem 130 kg/m²/h de bagacinho, no caso das peneiras horizontais fixas, sem sucção, e 820 kg/m²/h, no caso em que a sucção se faça através da peneira.

Geralmente, instala-se uma peneira com 0,05 m²/TCH, ou seja, 5 dm² por TCH.

Oliver fornece 4 tamanhos de peneira:

QUADRO 32.4

Série das peneiras Oliver

510 × 1 220 mm	= 0,62 m²
1 015 × 2 130 „	= 2,16 „
1 015 × 3 050 „	= 3,10 „
1 520 × 3 050 „	= 4,65 „

VENTILADOR. — Em Cuba, calcula-se (ISJ, 1943, p. 165) que, para um tubo de aspiração de 75 m de comprimento, com 3 curvas, necessitam-se 6 a 7 m³ de ar por kg de bagacinho a ser transportado.

Potência total necessária. — A potência total necessária a toda a instalação, filtro e acessórios, corresponde a um número de cavalos-vapor representado aproximadamente pela superfície de filtração do filtro, calculada em metros quadrados. Para um filtro de 28 m², por exemplo, são necessários:

Motor do filtro	2,5 CV
Bomba de ar seco	12 „
2 bombas centrífugas para os caldos filtrados	3 „
Transportador helicoidal de torta	2 „
Peneira de bagacinho	1 „
Ventilador de bagacinho	5 „
Misturador lodo-bagaço.	0,5 „
	26 CV

Operação dum filtro contínuo. — A temperatura do lodo a ser filtrado é muito importante. É preciso ter cuidado para que não diminua a menos de 80°C e, preferivelmente, deve ser mantida acima de 85°C, sendo melhor 90°C.

Enquanto esta temperatura for observada, o tambor continua limpo, após a queda da torta.

No fim-de-semana, sua superfície será limpa com um jato de vapor, servindo-se dum dispositivo do próprio filtro. Sem tomar esta precaução, as aberturas do

tambor ficariam entupidas ou os compartimentos ficariam obstruídos com o lodo seco. Na África do Sul, aconselha-se (ISJ, 1941, p. 182) a limpeza com vapor a cada 12 horas.

FILTRAÇÃO DOS XAROPES

A filtração dos xaropes efetua-se normalmente com tipos de filtros especiais. Os seguintes são os principais, todos provenientes de licenças norte-americanas. Indicamos para cada um, uma medida da superfície de filtração necessária:

a) Herfilco, fabricado na França	3 a 4	m²/TCH
b) Niagara, fabricado na Holanda	2 „ 3	„
c) Auto-filtre Suchar (Fives-Lille Cail)	3 „ 4	„
d) Fas-flo (Fives-Lille Cail)	2 „ 3	„

BIBLIOTECA
Gen. A. Navarro Correia
SERTÃOZINHO

E. HUGOT

MANUAL DA ENGENHARIA AÇUCAREIRA

EDITORA MESTRE JOU

LIVRO 2

VOLUME 1/2

MANUAL
DA
ENGENHARIA AÇUCAREIRA

EMILE HUGOT
Engenheiro de Artes e Manufaturas
Diretor-Presidente geral das Usinas de Bourbon
Saint-Denis, Ilha da Reunião

MANUAL DA ENGENHARIA AÇUCAREIRA

Volume II

Tradução
IRMTRUD MIOCQUE

Supervisão técnica, adaptação e nota introdutória
HELIO MORGANTI
Químico Sacarotécnico
Presidente do XVI Congresso da ISSCT
Presidente da TEGRI Técnica Agro-Industrial Ltda.
Presidente da STAB, Sociedade dos Técnicos Açucareiros do Brasil

EDITORA MESTRE JOU
SÃO PAULO

Primeira edição em francês 1950
Última edição em francês 1970
Primeira edição em inglês 1960
Primeira edição em espanhol 1963
Primeira edição em português (revista e atualizada) 1977

Título do original francês:
LA SUCRERIE DE CANNES
DUNOD, Paris

Revisão
JORGE MANUEL DE OLIVEIRA

Montagem
IRANI SCHRAMM e ROSA VERBIEJUS

664.1
H88m
ed.2

© Dunod, 1969
Direitos reservados para os países de língua portuguesa
pela

EDITORA MESTRE JOU
Rua Guaipá, 518 — Vila Leopoldina
SÃO PAULO

BIBLIOTECA
Gen. [illegible] Carmo
N.o 6378 DATA 21-4-81
5717

33

EVAPORAÇÃO

GENERALIDADES

Transmissão do calor num evaporador

Um evaporador de usina é constituído principalmente por uma calandra tubular, a qual serve como aparelho de intercâmbio da temperatura: o vapor de aquecimento envolve os tubos externamente e o caldo a ser evaporado está no interior dos tubos.

Quando dois fluidos com temperaturas t e t' estão de cada lado duma parede, a quantidade de calor transmitida de um ao outro tem a seguinte expressão:

$$M = kS(t - t') \tag{33.1}$$

M = quantidade de calor transmitida;
k = coeficiente de transmissão do calor;
S = superfície de intercâmbio;
t = temperatura do fluido quente;
t' = temperatura do fluido frio.

O coeficiente k é dado por:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a} + \frac{e}{b} + \frac{1}{c} \tag{33.2}$$

a = coeficiente de transmissão do calor do fluido quente à parede;
b = " " " " " através da parede;
c = " " " " " da parede ao fluido frio;
e = espessura da parede.

Donde:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a} + \frac{e}{b} + \frac{1}{c}} \qquad (33.3)$$

Esta fórmula demonstra que o valor do coeficiente k depende do valor do menor dos três coeficientes a, b e c. Se, por exemplo, c é muito menor que a e b, é possível não considerar estes e tomar $k \neq c$. É o caso freqüente da transmissão: vapor-parede de latão-caldo, porque os coeficientes de transmissão do vapor à parede e através da parede se tornam insignificantes ante o coeficiente parede-caldo.

Os depósitos e as incrustações formam uma camada sobre os tubos, cuja resistência à transmissão do calor se acrescenta às precedentes. Neste caso, o coeficiente de transmissão correspondente é muito menos satisfatório que qualquer um dos três precedentes. Portanto, o funcionamento dum evaporador com tubos incrustados é muito pior que o de um limpo. É indispensável cuidar da limpeza dos tubos, a qual impõe de modo imperativo uma parada semanal às usinas que não possuem superfície de reserva para a evaporação.

Vapor superaquecido. — Se a transmissão é feita por vapor saturado-parede é excelente; o vapor superaquecido tem, pelo contrário, um péssimo coeficiente de transmissão.

Claassen (ISJ, 1939, p. 219) atribui a este último coeficiente apenas 0,8% do valor do precedente, ou seja, 125 vezes menor. Entretanto, um pequeno superaquecimento não apresentaria inconveniente.

Na França (FAS, 1931, p. 31), na fabricação de açúcar de beterraba, aqueceu-se o 1.º corpo com vapor a 1,650 kg/cm² e 150°C, isto é, um superaquecimento de 21°C. O caldo fervia a 120°C e a água condensada saía da calandra com 129°C, temperatura de saturação, correspondendo à pressão do vapor. A transmissão era normal.

Jaroschek (Cent. Zuckerind., 1934-42, n.º 18*a*, p. 359) afirma que é possível admitir um superaquecimento até 160°C. Apenas acima desta temperatura haveria necessidade de esfriar o vapor. Webre (ISJ, 1947, p. 178) indica, de acordo com o resultado de sua experiência pessoal, após pesquisas cuidadosas, que os superaquecimentos inferiores a 55°C não influenciavam a transmissão do calor no múltiplo-efeito e nos cozedores. Beale e Stewart (QSSCT, 30.ª Conf., 1963, p. 228) citam uma experiência segundo a qual é possível atingir, sem inconveniente, 45°C de superaquecimento e o coeficiente de intercâmbio diminuía de apenas 7,5%, quando, a seguir, o superaquecimento chegava a 100°C.

Portanto, pode-se admitir um vapor com um superaquecimento de 30 a 50°C.

Ponto de ebulição

a) Pressão. — A temperatura de ebulição da água depende da pressão. No quadro 33.1 serão dadas as temperaturas de ebulição correspondentes às várias pressões.

QUADRO 33.1

Vácuo (cm Hg)	*Pressão absoluta (cm Hg)*	*Pressão absoluta (kg/cm²)*	*Temperatura (°C)*	*Vácuo (cm Hg)*	*Pressão absoluta (cm Hg)*	*Pressão absoluta (kg/cm²)*	*Temperatura (°C)*
76	0	0		38	38	0,517	81,7
75	1	0,0136	11,2	37	39	0,530	82,3
74	2	0,0272	22,1	36	40	0,544	83
73	3	0,0408	29	35	41	0,557	83,6
72	4	0,0544	34	34	42	0,571	84,2
71	5	0,0680	38,1	33	43	0,585	84,8
70	6	0,0816	41,5	32	44	0,598	85,4
69	7	0,0952	44,5	31	45	0,612	86
68	8	0,109	47,1	30	46	0,625	86,5
67	9	0,122	49,4	29	47	0,639	87,1
66	10	0,136	51,6	28	48	0,653	87,6
65	11	0,150	53,5	27	49	0,666	88,1
64	12	0,163	55,3	26	50	0,680	88,7
63	13	0,177	57	25	51	0,693	89,2
62	14	0,190	58,6	24	52	0,707	89,7
61	15	0,204	60,1	23	53	0,721	90,2
60	16	0,218	61,5	22	54	0,734	90,7
59	17	0,231	62,8	21	55	0,748	91,2
58	18	0,245	64,1	20	56	0,761	91,7
57	19	0,258	65,3	19	57	0,775	92,1
56	20	0,272	66,4	18	58	0,789	92,6
55	21	0,285	67,5	17	59	0,802	93,1
54	22	0,299	68,6	16	60	0,816	93,5
53	23	0,313	69,6	15	61	0,830	94
52	24	0,326	70,6	14	62	0,843	94,4
51	25	0,340	71,6	13	63	0,856	94,8
50	26	0,353	72,5	12	64	0,870	95,3
49	27	0,367	73,4	11	65	0,884	95,7
48	28	0,381	74,2	10	66	0,897	96,1
47	29	0,394	75,1	9	67	0,911	96,5
46	30	0,408	75,9	8	68	0,924	96,9
45	31	0,421	76,7	7	69	0,938	97,4
44	32	0,435	77,4	6	70	0,952	97,8
43	33	0,449	78,2	5	71	0,965	98,1
42	34	0,462	78,9	4	72	0,979	98,5
41	35	0,476	79,6	3	73	0,992	98,9
40	36	0,489	80,3	2	74	1,006	99,3
39	37	0,503	81	1	75	1,020	99,6
38	38	0,517	81,7	0	76	1,033	100

b) BRIX. — Entretanto, num múltiplo-efeito de usina não é a água, mas o caldo, que ferve. Ora, a temperatura de ebulição duma solução de açúcar na água, ou dum caldo sob uma pressão dada, aumenta com a concentração desta solução ou o Brix deste caldo. Sob a pressão atmosférica, o caldo misto ferve a 100,3°C, em vez de 100°C. O quadro 33.2 fornece, de acordo com Claassen, o valor da elevação do ponto de ebulição das soluções puras de açúcar e, de acordo com Thieme, dos caldos de cana. Os valores dados para os Brix fracos e para as purezas 40 foram obtidos por interpolação.

Observa-se que, para as purezas elevadas, a elevação do ponto de ebulição é de cerca de:

$$e = \frac{2B}{100 - B} \tag{33.4}$$

e = elevação do ponto de ebulição, em °C;

B = Brix da solução.

QUADRO 33.2

Elevação do ponto de ebulição das soluções açucaradas e dos caldos de cana sob a pressão de 760 mm de mercúrio

Brixo ou Peso de matérias dissolvidas % da solução	*Pureza*						
	100	90	80	70	60	50	40
10	0,1°	0,1°	0,1°	0,1°	0,2°	0,2°	0,2°
15	0,2°	0,2°	0,2°	0,2°	0,3°	0,3°	0,4°
20	0,3°	0,3°	0,3°	0,3°	0,3°	0,5°	0,6°
25	0,4°	0,5°	0,5°	0,6°	0,7°	0,8°	0,9°
30	0,6°	0,7°	0,7°	0,8°	1°	1,1°	1,2°
35	0,8°	0,9°	1°	1,1°	1,3°	1,4°	1,6°
40	1°	1,1°	1,3°	1,5°	1,7°	1,9°	2,1°
45	1,4°	1,5°	1,8°	2°	2,2°	2,4°	2,7°
50	1,8°	1,9°	2,2°	2,5°	2,8°	3,1°	3,4°
55	2,3°	2,5°	2,8°	3,1°	3,5°	3,9°	4,3°
60	3°	3,2°	3,6°	4°	4,4°	4,9°	5,4°
65	3,8°	4,1°	4,5°	4,9°	5,5°	6°	6,5°
70	5,1°	5,5°	6°	6,5°	7,1°	7,7°	8,3°
75	7°	7,5°	8°	8,6°	9,4°	10,1°	10,8°
80	9,4°	10°	10,5°	11,3°	12,3°	13,1°	14,1°
85	13°	13,7°	14,4°	15,3°	16,4°	17,4°	19,1°
90	19,6°	20,5°	21,2°	22,4°	23,7°	25,3°	
94	30,5°						

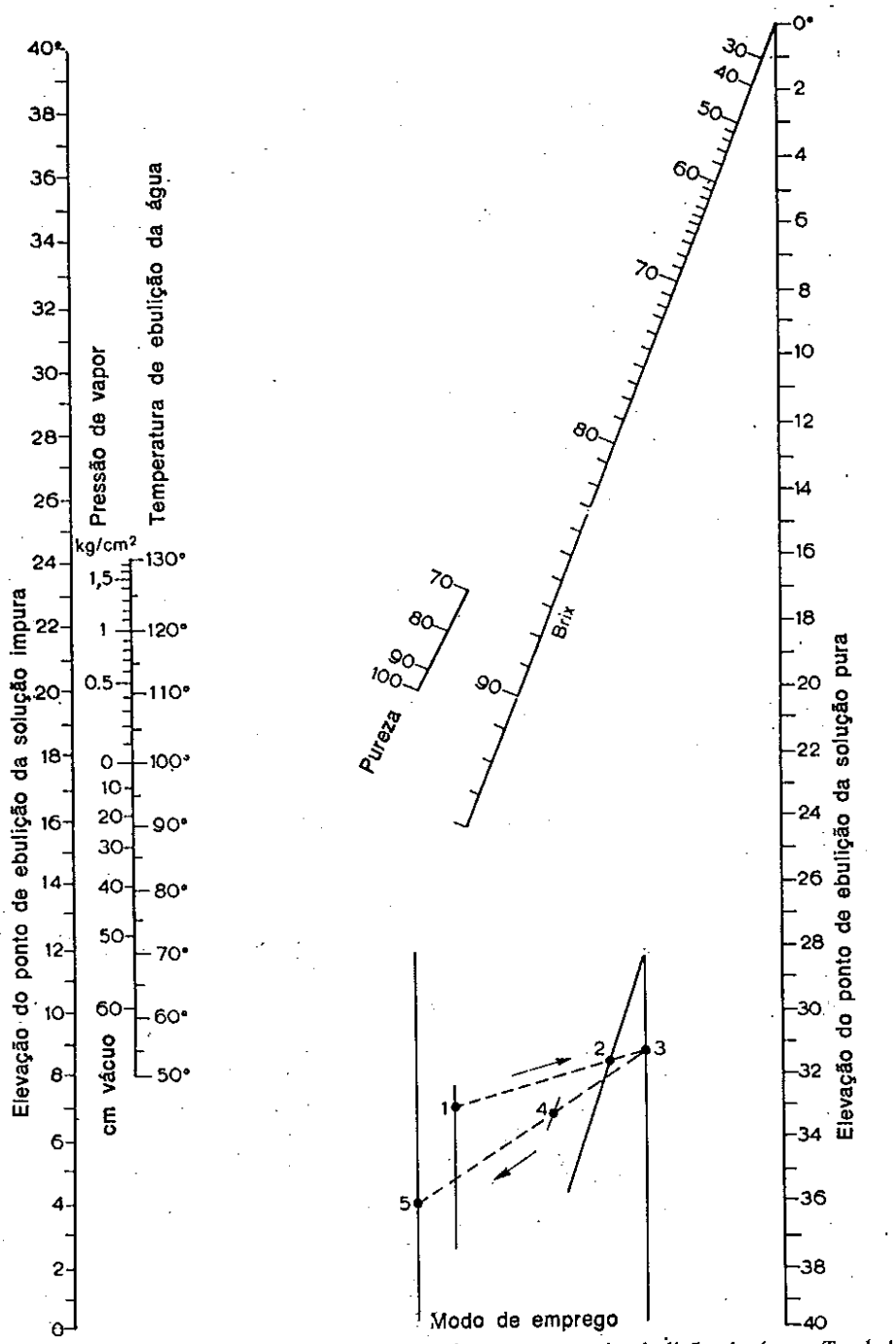
c) INFLUÊNCIA COMBINADA DO BRIX E DA PRESSÃO. — O quadro 33.2 foi estabelecido para a pressão atmosférica. Ora, a elevação do ponto de ebulição das soluções açucaradas varia com a pressão, mas em limites bastante estreitos.

Obtém-se a elevação do ponto de ebulição duma solução com Brix e pureza quaisquer, sob uma pressão qualquer, utilizando o ábaco de Othmer e Silvis (FAS, julho 1948, p. 29) (fig. 33.1). Para a pressão atmosférica, seu uso leva a resultados um pouco diferentes dos indicados no quadro 33.2. Não é necessário procurar uma precisão maior.

Pressão hidrostática. — Quando uma pressão p se exerce sobre a superfície dum líquido, a pressão à qual são submetidas as moléculas do líquido que se encontram numa certa profundidade na massa é igual a p aumentada do peso do líquido correspondente à profundidade.

Sabendo que a temperatura de ebulição aumenta com a pressão e supondo que a temperatura do líquido correspondesse à necessária para produzir a ebulição em toda a superfície, esta ebulição seria interrompida, assim que atingisse as camadas situadas a uma certa profundidade.

Entretanto, num corpo de evaporação supõe-se que a transmissão do calor seja suficientemente rápida para que o caldo ferva em todo o comprimento dos



A temperatura real de ebulição, T, é igual à temperatura de ebulição da água, T_0, dada pela escala de entrada 1, acrescida da elevação do ponto de ebulição ε fornecida pela escala de solução 5: $T = T_0 + \varepsilon$.

FIG. 33.1. — Ábaco de Othmer e Silvis.

tubos. Com efeito, do contrário o caldo não subiria nos tubos. Aliás, como o caldo geralmente chega ao corpo com uma temperatura superior à existente neste corpo (porque vem do precedente), não há nenhuma necessidade de superfície de aquecimento para levá-lo à ebulição: ferve, mesmo antes do primeiro contato, por auto-evaporação.

Nestas condições, é possível supor que a camada de caldo existente no nível do espelho inferior esteja submetida a uma pressão hidrostática igual ao peso do caldo das camadas superiores. Se o nível hidrostático do caldo no corpo corresponde, por exemplo, ao terço da altura dos tubos, esta camada ferverá a uma temperatura correspondente à pressão de vapor no corpo do vaso, acrescida da pressão hidrostática à qual é submetida.

Na realidade, o processo não se passa tão simplesmente, por causa do movimento do caldo no corpo, mas é lógico pensar que esta hipótese, aplicada às diversas camadas de caldo, envolvendo a calandra tubular, dá uma idéia correta da temperatura média deste caldo.

Esta observação é importante para o cálculo do múltiplo-efeito. Se todo o caldo se achasse à temperatura correspondente à pressão existente no ambiente-vapor do corpo, a queda de temperatura entre vapor de aquecimento e caldo seria obtida, retirando simplesmente da queda aparente a elevação do ponto de ebulição correspondente à pressão do vapor e ao Brix do caldo. Porém, como o caldo, em contato com a calandra, ferve a temperaturas diferentes que se escalam, de acordo com a altura, a partir da superfície até à que corresponde ao nível do espelho inferior, a queda de temperatura é obtida retirando da queda aparente: 1.º a elevação *e* do ponto de ebulição correspondente à pressão no ambiente-vapor do corpo e ao Brix; 2.º a elevação suplementar *e'*, correspondente à pressão hidrostática média.

QUADRO 33.3

Diferença entre as temperaturas de ebulição das camadas inferior e superior das colunas de líquido

	T°			120 °C	110 °C	100 °C	90 °C	80 °C	70 °C	60 °C	50 °C
H	*Brix*	*d*	*p*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*
10	0	1,00	0,0100	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,5
	10	1,04	0,0104	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	1,6
	20	1,08	0,0108	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8	1,1	1,7
	30	1,13	0,0113	0,2	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,2	1,8
	40	1,18	0,0118	0,2	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,2	1,9
	50	1,23	0,0123	0,2	0,2	0,3	0,4	0,6	0,9	1,3	1,9
	60	1,29	0,0129	0,2	0,3	0,3	0,5	0,7	0,9	1,3	2
	70	1,35	0,0135	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,4	2,1
	MC	1,47	0,0147	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,5	2,3
20	0	1,00	0,0200	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,4	2	3
	10	1,04	0,0208	0,3	0,4	0,6	0,8	1	1,5	2,1	3,1
	20	1,08	0,0216	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5	2,2	3,2
	30	1,13	0,0226	0,3	0,5	0,6	0,8	1,1	1,6	2,3	3,4
	40	1,18	0,0236	0,4	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,4	3,5
	50	1,23	0,0246	0,4	0,5	0,7	0,9	1,2	1,7	2,5	3,7
	60	1,29	0,0258	0,4	0,5	0,7	0,9	1,3	1,8	2,6	3,8
	70	1,35	0,0270	0,4	0,5	0,7	1	1,3	1,9	2,7	4
	MC	1,47	0,0294	0,5	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	3	4,3

QUADRO 33.3 (continuação)

Diferença entre as temperaturas de ebulição das camadas inferior e superior das colunas de líquido

		T°		120 °C	110 °C	100 °C	90 °C	80 °C	70 °C	60 °C	50 °C
H	Brix	a	p	e'	e'	e'	e'	e'	e'	e'	e'
	0	1,00	0,0300	0,5	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	3	4,4
	10	1,04	0,0312	0,5	0,6	0,9	1,1	1,6	2,2	3,1	4,6
	20	1,08	0,0324	0,5	0,7	0,9	1,2	1,6	2,3	3,2	4,7
	30	1,13	0,0339	0,5	0,7	0,9	1,2	1,7	2,4	3,4	4,9
30	40	1,18	0,0354	0,5	0,7	0,9	1,3	1,8	2,5	3,5	5,1
	50	1,23	0,0369	0,6	0,7	1	1,3	1,8	2,6	3,7	5,3
	60	1,29	0,0387	0,6	0,8	1	1,4	1,9	2,7	3,8	5,5
	70	1,35	0,0405	0,6	0,8	1,1	1,5	2	2,8	4	5,7
	MC	1,47	0,0441	0,7	0,9	1,2	1,6	2,2	3	4,3	6,2
	0	1,00	0,0400	0,6	0,8	1,1	1,4	2	2,8	3,9	5,7
	10	1,04	0,0416	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	2,9	4,1	5,9
	20	1,08	0,0432	0,7	0,9	1,1	1,6	2,1	3	4,2	6,1
	30	1,13	0,0452	0,7	0,9	1,2	1,6	2,2	3,1	4,4	6,3
40	40	1,18	0,0472	0,7	0,9	1,3	1,7	2,3	3,2	4,6	6,6
	50	1,23	0,0492	0,8	1	1,3	1,8	2,4	3,4	4,8	6,8
	60	1,29	0,0516	0,8	1	1,4	1,8	2,5	3,5	5	7,1
	70	1,35	0,0540	0,8	1,1	1,4	1,9	2,6	3,7	5,2	7,4
	MC	1,47	0,0588	0,9	1,2	1,6	2,1	2,9	4	5,6	8
	0	1,00	0,0500	0,8	1	1,3	1,8	2,5	3,4	4,8	6,9
	10	1,04	0,0520	0,8	1	1,4	1,9	2,5	3,5	5	7,2
	20	1,08	0,0540	0,8	1,1	1,4	1,9	2,6	3,7	5,2	7,4
	30	1,13	0,0565	0,9	1,1	1,5	2	2,8	3,8	5,4	7,7
50	40	1,18	0,0590	0,9	1,2	1,6	2,1	2,9	4	5,6	8
	50	1,23	0,0615	0,9	1,2	1,6	2,2	3	4,1	5,8	8,3
	60	1,29	0,0645	1	1,3	1,7	2,3	3,1	4,3	6,1	8,6
	70	1,35	0,0675	1	1,3	1,8	2,4	3,3	4,5	6,3	8,9
	MC	1,47	0,0735	1,1	1,5	1,9	2,6	3,5	4,9	6,8	9,6
	0	1,00	0,0600	0,9	1,2	1,6	2,1	2,9	4	5,7	8,1
	10	1,04	0,0624	1	1,2	1,6	2,2	3	4,2	5,9	8,4
	20	1,08	0,0648	1	1,3	1,7	2,3	3,1	4,4	6,1	8,6
	30	1,13	0,0678	1	1,3	1,8	2,4	3,3	4,5	6,4	9
60	40	1,18	0,0708	1,1	1,4	1,9	2,5	3,4	4,7	6,6	9,3
	50	1,23	0,0738	1,1	1,5	1,9	2,6	3,6	4,9	6,9	9,6
	60	1,29	0,0774	1,2	1,5	2	2,7	3,7	5,1	7,2	10
	70	1,35	0,0810	1,2	1,6	2,1	2,9	3,9	5,3	7,4	10,4
	MC	1,47	0,0882	1,4	1,7	2,3	3,1	4,2	5,8	8	11,1
	0	1,00	0,0700	1,1	1,4	1,8	2,5	3,4	4,7	6,5	9,2
	10	1,04	0,0728	1,1	1,4	1,9	2,6	3,5	4,8	6,8	9,5
	20	1,08	0,0756	1,2	1,5	2	2,7	3,6	5	7	9,8
	30	1,13	0,0791	1,2	1,6	2,1	2,8	3,8	5,2	7,3	10,2
70	40	1,18	0,0826	1,3	1,6	2,2	2,9	3,9	5,4	7,6	10,6
	50	1,23	0,0861	1,3	1,7	2,3	3	4,1	5,6	7,8	10,9
	60	1,29	0,0903	1,4	1,8	2,4	3,2	4,3	5,9	8,2	11,4
	70	1,35	0,0945	1,4	1,9	2,5	3,3	4,5	6,1	8,5	11,8
	MC	1,47	0,1029	1,6	2	2,7	3,6	4,8	6,6	9,1	12,6
	0	1,00	0,0800	1,2	1,6	2,1	2,8	3,8	5,3	7,4	10,3
	10	1,04	0,0832	1,3	1,7	2,2	2,9	4	5,5	7,6	10,6
	20	1,08	0,0864	1,3	1,7	2,3	3	4,1	5,7	7,9	11
	30	1,13	0,0904	1,4	1,8	2,4	3,2	4,3	5,9	8,2	11,4
80	40	1,18	0,0944	1,4	1,9	2,4	3,3	4,5	6,1	8,5	11,7
	50	1,23	0,0984	1,5	1,9	2,6	3,4	4,7	6,4	8,8	12,2
	60	1,29	0,1032	1,6	2	2,7	3,6	4,9	6,6	9,2	12,6
	70	1,35	0,1080	1,6	2,1	2,8	3,7	5,1	6,9	9,5	13,1
	MC	1,47	0,1176	1,8	2,3	3	4	5,5	7,4	10,2	14

QUADRO 33.3 (continuação)

Diferença entre as temperaturas de ebulição das camadas inferior e superior das colunas de líquido

		T°		120 °C	110 °C	100 °C	90 °C	80 °C	70 °C	60 °C	50 °C
H	*Brix*	*d*	*p*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*	*e'*
	0	1,00	0,0900	1,4	1,8	2,3	3,1	4,3	5,9	8,2	11,3
	10	1,04	0,0936	1,4	1,9	2,4	3,3	4,4	6,1	8,4	11,7
	20	1,08	0,0972	1,5	1,9	2,5	3,4	4,6	6,3	8,7	12
	30	1,13	0,1017	1,5	2	2,6	3,5	4,8	6,6	9	12,5
90	40	1,18	0,1062	1,6	2,1	2,8	3,7	5	6,8	9,4	12,9
	50	1,23	0,1107	1,7	2,2	2,9	3,8	5,2	7,1	9,7	13,3
	60	1,29	0,1161	1,8	2,3	3	4	5,4	7,4	10,1	13,8
	70	1,35	0,1215	1,8	2,4	3,1	4,2	5,7	7,7	10,5	14,3
	MC	1,47	0,1323	2	2,6	3,4	4,5	6,1	8,3	11,2	15,3
	0	1,00	0,1000	1,5	2	2,6	3,5	4,7	6,5	8,9	12,3
	10	1,04	0,1040	1,6	2	2,7	3,6	4,9	6,7	9,2	12,7
	20	1,08	0,1080	1,6	2,1	2,8	3,7	5,1	6,9	9,5	13,1
	30	1,13	0,1130	1,7	2,2	2,9	3,9	5,3	7,2	9,9	13,5
100	40	1,18	0,1180	1,8	2,3	3	4,1	5,5	7,5	10,2	14
	50	1,23	0,1230	1,9	2,4	3,2	4,2	5,7	7,7	10,6	14,5
	60	1,29	0,1290	2	2,5	3,3	4,4	6	8,1	11	15
	70	1,35	0,1350	2	2,6	3,5	4,6	6,2	8,4	11,4	15,5
	MC	1,47	0,1470	2,2	2,9	3,8	5	6,7	9,1	12,2	16,5
200	*MC*	1,47	0,2940	4,3	5,5	7	9,2	12,2	15,9	20,7	26,6

Se, por exemplo, o nível hidrostático do caldo se encontra a 1/3 dos tubos, é possível supor que a pressão hidrostática média corresponda a 1/6 do comprimento dos tubos.

Nos corpos modernos, com tubos compridos, esta conseqüência da pressão hidrostática é bastante importante.

No quadro 33.3 é dada a elevação *e'* do ponto de ebulição das camadas inferiores de soluções açucaradas com várias concentrações, em função da temperatura *T* de ebulição da camada superior, correspondente à pressão existente acima do líquido.

Neste quadro:

H = altura da camada líquida considerada, calculada em centímetros;

d = densidade da solução;

p = pressão hidrostática que se acrescenta à pressão existente acima do líquido e calculada em kg/cm²;

MC = massa cozida concentrada.

Características do vapor

Nos cálculos de evaporação, as características do vapor de água saturado intervêm constantemente. Encontrar-se-ão no quadro 42.1, p. 936:

1.° A temperatura de ebulição *t*° da água, correspondente a cada pressão.

2.° O calor próprio ou calor sensível *q* contido na água, após atingir esta temperatura.

3.º O calor latente ou calor simples r de vaporização da água para esta temperatura, isto é, a quantidade de kcal necessária à água para transformá-la em vapor, à pressão e temperatura dadas.

Para as temperaturas encontradas na evaporação, estas duas quantidades de calor, q e r, podem ser obtidas com uma precisão suficiente pelas fórmulas de Regnault:

$$q = t \tag{33.5}$$

$$r = 607 - 0{,}7t \tag{33.6}$$

$$\lambda = q + r = 607 + 0{,}3t \tag{33.7}$$

q = calor sensível fornecido a 1 kg de água, para aquecê-lo de 0 a t°C, calculado em kcal;

r = calor latente de vaporização da água a t°C, em kcal/kg, isto é, a quantidade de kcal a ser fornecida a 1 kg de água a t°, para transformá-lo em vapor a esta mesma temperatura;

λ = calor total a ser fornecido a 1 kg de água a partir de 0°C, para transformá-lo em vapor a t°C, calculado em kcal.

Observa-se que estas três fórmulas adotam para seu ponto de partida ou de referência a temperatura de 0°C.

Na realidade, o calor específico da água aumenta levemente com a temperatura A 100°C, não é mais 1, mas 1,013. Porém, não há necessidade de complicar as fórmulas precedentes para levá-lo em conta.

Objetivo da evaporação

A purificação dos caldos fornece um caldo clarificado. Este caldo é açúcar dissolvido na água, com certas impurezas. Como já se eliminou a maior parte das impurezas, é preciso evaporar a água. Esta é a finalidade da evaporação.

Porém, à medida que a água é extraída do caldo, o açúcar fica concentrado. Portanto, aproximar-se-á de seu ponto de saturação, isto é, do ponto em que os cristais começam a aparecer na massa.

A concentração é levada até seu máximo quando o licor-mãe fica apenas nos espaços livres entre os cristais. Esta mistura de cristais sólidos e do licor-mãe viscoso é denominada "massa cozida". Evidentemente, uma massa assim não pode ser manipulada como um caldo ou um xarope líquido.

Por isso, a concentração é separada em duas fases:

a) A evaporação propriamente dita, que vai do caldo clarificado ao xarope e durante a qual se trabalha apenas com um produto líquido.

b) O cozimento, que começa justamente antes do momento em que os cristais começam a aparecer no xarope e que vai até a concentração máxima.

As impurezas ficam, evidentemente, no licor-mãe, assim como uma parte da sacarose. Em seguida, é preciso separar os cristais de açúcar do licor-mãe e procurar extrair deste o máximo do açúcar contido. Estas operações serão estudadas no cozimento e na turbinagem.

Limite entre a evaporação e o cozimento

O ponto de cristalização dos caldos de cana fica nas proximidades de 78 a 80° Brix (41 a 42° Baumé). Teoricamente, é possível obter a evaporação até 75° Brix. Na realidade, porém, os cozinhadores precisam dum xarope ainda capaz de dissolver cristais, para poder dissolver os cristais falsos, que se formam no início do cozimento: esta condição é indispensável, para conseguir um bom cozimento.

Por esta razão, não se ultrapassa nunca 72° Brix. A evaporação é programada e regulada, para que o Brix do xarope fique entre:

Fabricação do açúcar demerara: 60 a 70° Brix (32 a 37° Baumé)
" " " branco: 50 a 60° Brix (27 a 32° Baumé)

Na África do Sul, aconselha-se o Brix de 65° (41.° C. SASTA, p. 20).

Quantidade de água a ser evaporada

Seja:

E = peso de água a ser evaporado por TC;
J = peso de caldo clarificado obtido por TC;
S = peso de xarope por TC, na saída do múltiplo-efeito;
B_j = Brix do caldo;
B_s = Brix do xarope.

Estabelece-se que o peso das matérias dissolvidas é o mesmo antes e depois da evaporação:

$$J \cdot B_j = S \cdot B_s$$

donde:

$$S = J \cdot \frac{B_j}{B_s} \tag{33.8}$$

e

$$E = J - S = J\left(1 - \frac{B_j}{B_s}\right) \tag{33.9}$$

Se: $J = 1\,000$ kg/TC, $B_j = 13$, $B_s = 65$, segue-se:

$$E = 1\,000\left(1 - \frac{13}{65}\right) = 800 \text{ kg/TC.}$$

Isto demonstra a importância da evaporação na fabricação: é a operação que elimina o maior peso de matéria: 80% do peso da cana.

Por causa do grande calor latente de vaporização da água, evidentemente, também será a operação que utiliza o maior número de calorias.

O MÚLTIPLO-EFEITO

Funcionamento dum múltiplo-efeito

O progresso mais importante e marcante na história da fabricação do açúcar é, sem dúvida, o invento do múltiplo-efeito, por volta de 1830, na Louisiana, por Norbert Rillieux, americano de descendência francesa.

O tacho em fogo direto já tinha sido abandonado e começava-se a evaporar o caldo, aquecendo-o com o vapor. A idéia de Rillieux foi a seguinte: já que se aquece com vapor o caldo para evaporar a água contida nele, por que, então, não utilizar, da mesma maneira, o vapor assim fornecido pelo próprio caldo para aquecer uma outra parte do caldo, ou para terminar a evaporação iniciada com o vapor de escape?

Porém, logo surgiu um obstáculo: com vapor a 110°C (pressão = 430 g/cm²) é possível aquecer e evaporar o caldo à pressão atmosférica. O vapor do caldo em ebulição à pressão atmosférica está a 100°C. Ora, com vapor a 100°C não é mais possível fazer ferver caldo a 100°C: é preciso uma diferença de temperatura entre o fluido aquecedor e o fluido aquecido.

Rillieux resolveu a dificuldade colocando sob vácuo o corpo ou os corpos que vêm depois do primeiro. Como a água ou o caldo ferve à 90°C com um vácuo de 23 cm, a 88°C com 40 cm de vácuo, a 70°C com 52 cm etc., tornava-se possível criar a diferença de temperatura necessária e utilizar o vapor de caldo (vapor vegetal) fornecido pelo 1.° corpo para aquecer o caldo do 2.°, o vapor produzido pelo 2.° para aquecer o 3.°, e assim por diante (fig. 33.2).

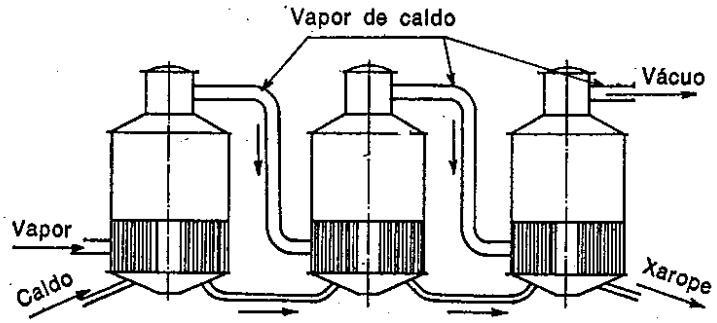


FIG. 33.2. — Princípio do múltiplo-efeito.

Esta solução apresenta o inconveniente de exigir uma instalação para criar o vácuo necessário. Porém, a ebulição a vácuo possui duas grandes vantagens:

a) Aumenta a diferença total de temperatura entre vapor e caldo, numa medida igual à queda do ponto de ebulição do caldo entre a pressão do 1.° e do último corpos.

b) Permite continuar a evaporação com temperaturas menos prejudiciais, sob o ponto de vista da inversão e da coloração do caldo, à medida que o caldo se torna mais concentrado e mais viscoso.

Limite superior da temperatura

Existe uma certa temperatura crítica, a partir da qual o açúcar do caldo se carameliza, provocando ao mesmo tempo perda de sacarose e um coloração que subsiste até nos cristais de açúcar.

Na Checoslováquia, para a beterraba, esta temperatura crítica foi fixada em 130°C (ISJ, 1934, p. 79). Quillard (p. 364) observa que as primeiras experiências de Kestner, em 1906, demonstraram que os caldos podem ser rapidamente submetidos a uma temperatura de 129°C, sem que haja alterações. Para os caldos de cana, Noël Deerr (p. 329) estabelece 127°C; Tromp (p. 408) indica 130°C como temperatura máxima do vapor de aquecimento, ou seja, cerca de 125°C para o caldo. Honig (PST, Vol. III, p. 147) aconselha 118°C, sob a condição de que o caldo não permaneça mais de 2 minutos a esta temperatura, tendo em vista, neste caso, principalmente a coloração do caldo.

Para os graus de acidez normais dos caldos circulando num múltiplo-efeito (pH = 6,5 a 7,2), a perda de sacarose pela inversão não ultrapassa 0,1% por hora, a 110°C. Acima desta temperatura, a perda aumenta rapidamente. Para que esta continue insignificante num múltiplo-efeito comum, em que o caldo permanece durante vários minutos, ou num Kestner, em que passa 1 a 2 minutos, é conveniente não ultrapassar as seguintes temperaturas do caldo no 1.º corpo:

QUADRO 33.4

Temperaturas máximas no múltiplo-efeito

Múltiplo-efeito comum	120°C (pressão = 1,0 kg/cm²)
Kestner	125°C (» = 1,3 »)

Isto corresponde a uma temperatura do vapor de aquecimento que entra na calandra do primeiro corpo de cerca de:

Múltiplo-efeito comum	125°C (1,3 kg/cm²) a 130°C (1,7 kg/cm²)
Kestner	130°C (1,7 ») " 135°C (2,2 »)

Limite inferior da temperatura

O limite inferior da escala das temperaturas em que funciona um múltiplo-efeito é a temperatura de ebulição correspondente ao vácuo existente no último corpo.

Na fabricação, consegue-se facilmente um vácuo de 66 a 68 cm, o que corresponderia a 47 a 52°C. Porém, por vários motivos, que serão estudados mais adiante (pp. 591, 658 e 690), é conveniente manter somente um vácuo de 62 a 65 cm (58 a 53°C). Normalmente, estimam-se 55°C, ou 64 cm, e estes constituem a temperatura e o vácuo aconselhados a serem obtidos neste ponto.

ESCALA DAS TEMPERATURAS. — Adotando este valor, observa-se que a extensão da escala de temperaturas na qual se produz a evaporação é de 70°C (= 125°C − 55°C). Esta escala máxima geralmente se restringe a 55 ou 60°C (115 a 110°C − 55°C).

TEMPERATURA DO XAROPE. — Geralmente, o xarope chega ao último corpo com um Brix próximo a 40° e sai com um Brix próximo a 60 ou 65°. Portanto,

sua média é de 50 ou 55° Brix. A elevação do ponto de ebulição correspondente a este Brix e a este vácuo é de cerca de 2°C (ábaco da fig. 33.1).

A estes 2°C é preciso acrescentar a elevação do ponto de ebulição, ocasionada pela pressão hidrostática. Finalmente, 55°C no ambiente-vapor do último corpo correspondem a 58 ou 60°C de temperatura média do xarope neste corpo.

Construção do múltiplo-efeito

A evaporação por aquecimento com o vapor num único corpo chama-se evaporação em simples efeito.

Tomando o vapor vegetal deste corpo para aquecer um segundo, obtém-se o duplo efeito. Do mesmo modo, com 3 corpos, o triplo efeito. E assim por diante: um quádruplo, quíntuplo, ou sêxtuplo efeito.

Portanto, o número de corpos é igual ao número de efeitos.

As evaporações encontradas mais freqüentemente na prática são o triplo efeito, o quádruplo efeito e o quíntuplo efeito; destes, o quádruplo efeito é o mais generalizado.

O corpo. — O corpo clássico de múltiplo-efeito é formado por um cilindro vertical, que se eleva sobre a calandra tubular através da qual se efetua o intercâmbio de temperatura (fig. 33.3).

Este cilindro termina na parte superior em um "separador de arrasto", cuja finalidade é separar as gotas líquidas que poderiam ser arrastadas com o vapor vegetal.

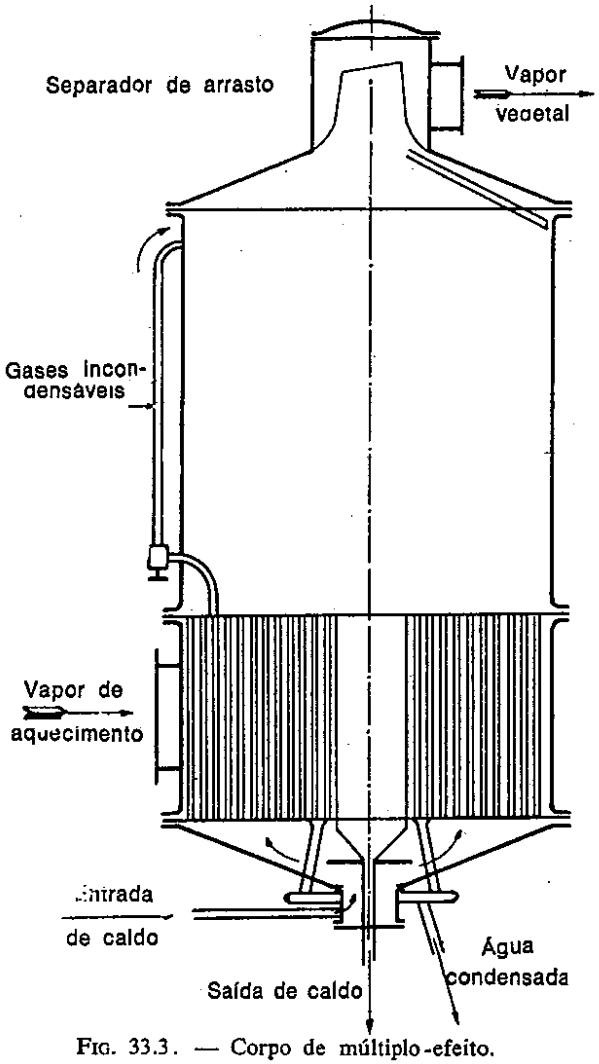


FIG. 33.3. — Corpo de múltiplo-efeito.

Antigamente, os corpos eram sobretudo de ferro fundido. Hoje em dia são, geralmente, de chapa de aço, tornando os aparelhos menos frágeis, mais leves e menos onerosos.

ALTURA DO CORPO. — Examinando o corte dum corpo (fig. 33.3), observa-se imediatamente o considerável espaço perdido acima da calandra tubular.

Este espaço representa a maior parte do aparelho. Não serve ao caldo, cujo nível superior não deve ultrapassar o espelho superior. Sua finalidade é diminuir o risco de que gotas de caldo, projetadas pela ebulição deste, sejam arastadas. Costuma-se dizer, muito justamente: "o melhor separador é um corpo alto".

Os norte-americanos (Tromp, p. 416) calculam que a altura do corpo do vaso cilíndrico acima da calandra deve ter 1,5 a 2 vezes a altura dos tubos. É prudente exigir um mínimo de 2 vezes sua altura. Aliás, Tromp (ISJ, julho 1965, p. 210) aconselha agora 2,5 vezes. Na Europa, o mínimo adotado é 3,50 a 4 m.

DIÂMETRO. — O diâmetro do corpo também influi nos arrastos. De acordo com as experiências de Loschge (Hausbrand e Hirsch, p. 203), a superfície de evaporação, isto é, a seção horizontal do corpo, deve ser de 1 m² para 400 m³/h de vapor produzido, quando se deseja obter vapor seco. A velocidade do vapor que se desprende é, então, de cerca de 0,1 m/s. Isto significa que é preciso prever um corpo tanto mais largo quanto maior for o volume específico do vapor produzido, isto é, sua pressão sendo mais baixa.

Atualmente, os fabricantes não respeitam mais esta regra, que levaria a diâmetros absolutamente impossíveis, e as velocidades de vapor no corpo do vaso atingem 4 a 5 m/s nos últimos corpos. Por este motivo, é necessário instalar separadores de arrasto na saída dos corpos. De qualquer maneira, considera-se (QSSCT, 29.º, p. 102) que os arrastos se tornam rapidamente excessivos a partir do momento em que a velocidade de vapor no corpo do vaso alcança 6 m/s.

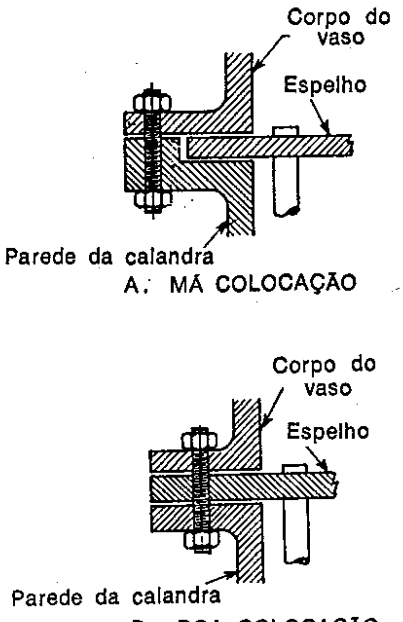


FIG. 33.4. — Junta do corpo do vaso e da calandra.

VISORES. — Para observar o funcionamento do corpo, instalam-se visores com vidros grossos, fixados no corpo do vaso com uma armação de cobre rosqueada com juntas flexíveis intercaladas.

Os fabricantes franceses, às vezes, fornecem visores retangulares, instalados numa linha vertical na geratriz à frente do corpo do vaso. Parecem esquecer que o homem tem os dois olhos situados numa horizontal e não numa vertical. Os fabricantes de outras nacionalidades têm razão em dar preferência aos visores circulares, mais cômodos.

Os visores devem estar situados de acordo com duas geratrizes opostas, para que as projeções de caldo no interior do corpo do vaso sejam observadas contra o visor e não contra um fundo escuro. O melhor é instalar, além dos visores da frente e de trás, um lateral, a 45º da geratriz da frente, contra a qual se coloca uma lâmpada possante com refletor, para iluminar o interior do corpo, sem ofuscar o observador.

A calandra. — A calandra é o prolongamento do corpo do vaso para baixo. Às vezes, é fixada conforme o método *A* (fig. 33.4). Este método apresenta o inconveniente de que os vazamentos que ocorrem ao longo desta junta não podem ser constatados facilmente. A colocação *B* é preferível: os vazamentos podem somente ocorrer para o exterior. Quando a calandra ou o corpo do vaso está sob pressão, observa-se o vazamento do caldo ou do vapor. Estando sob vácuo, o vazamento é constatado pela aspiração produzida sobre uma chama próxima.

O diâmetro interno das perfurações, em que se fixam os tubos nos espelhos, deve ser de 0,5 a 1 mm maior que o diâmetro externo dos tubos.

Às vezes, colocam-se nas calandras chicanas verticais, cuja finalidade é obrigar o vapor a seguir um certo percurso. Infelizmente, é impossível conservar ou substituir estas chapas, que se oxidam. Assim que estão furadas ou gastas, o vapor não segue mais o percurso originalmente previsto e a saída dos gases incondensáveis torna-se, geralmente, defeituosa.

O TUBO CENTRAL. — Geralmente, coloca-se um tubo grosso nas calandras, cuja finalidade é trazer ao fundo o caldo lançado acima do espelho superior. Muitas vezes, este tubo é utilizado para recolher o caldo concentrado a ser evacuado do corpo em direção ao corpo seguinte.

Seu diâmetro varia de 1/4 a 1/8 do diâmetro interno do corpo.

Certos fabricantes substituem o tubo central por um tubo lateral ou por uma série de tubos com pequenos diâmetros, distribuídos na calandra.

Os tubos. — Os tubos das calandras são de aço ou de latão. Os tubos de latão possuem uma duração muito maior.

São as seguintes as composições de latão utilizadas para tubos de múltiplo-efeito:

	Cu = 70%	Zn = 30%	
ou:	Cu = 70%	Zn = 29%	Sn = 1%
ou:	Cu = 64%	Zn = 36%	

A última composição é conhecida como liga U-Z 36.

Se a proporção de cobre é mais baixa que 60%, o metal torna-se vulnerável à ação dos gases incondensáveis.

Os tubos de latão precisam ter suas extremidades recozidas para não se tornarem frágeis após a mandrilagem ou correrem o perigo de rachar com o tempo.

Os tubos de aço inoxidável são os melhores, porém são caros.

COMPRIMENTO DOS TUBOS. — O comprimento dos tubos dos corpos clássicos do múltiplo-efeito variava entre 1,20 e 1,50 m. Porém, os fabricantes constroem tubos com comprimento maior, até 4,50 m. A taxa de evaporação não aumenta com esta medida, mas, para uma mesma capacidade, conseguem-se corpos menores e mais econômicos. Os comprimentos mais generalizados vão de 1,60 a 3 m.

O comprimento dos tubos deve ser 5 a 6 mm maior que a distância externa dos espelhos. Portanto, ultrapassam os espelhos em 2 a 3 mm.

ESCALONAMENTO DOS COMPRIMENTOS DOS TUBOS. — Antigamente, encontravam-se, muitas vezes, múltiplos-efeitos com corpos e tubos idênticos. Entretanto, por economia, às vezes, usam-se corpos com tubos de mesmo diâmetro, mas cujos comprimentos diminuem do 1.º ao último corpo, com 150 a 200 mm de diferença de um corpo para o outro.

Com efeito, os tubos desgastam-se principalmente em suas extremidades, perto dos espelhos. Assim, quando ficam muito gastos e devem ser substituídos, retiram-se os tubos de todos os corpos, os quais são encurtados de 75 a 100 mm em cada ponta e montados no corpo seguinte. Neste caso, é necessário apenas comprar os tubos do 1.º corpo.

Os tubos mais compridos são reservados ao 1.º corpo, porque, geralmente, é o corpo que necessita da maior superfície e cujos caldos são os mais fluidos e possuem as melhores condições para subir pelos tubos.

DIÂMETRO DOS TUBOS. — O diâmetro interno dos tubos do múltiplo-efeito varia de 27 a 46 mm. Sua espessura varia de 1,5 a 2,5 mm, para os tubos de aço, e de 1,5 a 2 mm para os tubos de latão.

As dimensões mais freqüentes são:

Tubos de aço: 27 × 30 30 × 35 31 × 35 34 × 38 39,5 × 44,5 45 × 50 mm

Tubos de latão: 27 × 30 28,8 × 32 32 × 35 34,8 × 38 41,8 × 45 46 × 50 mm

Tubos de aço inoxidável: 32,6 × 35 { 35 × 38,1 / 35,6 × 38,1 } 47,5 × 50,8 mm

Os tubos de 27 × 30 são empregados apenas na fabricação do açúcar de beterraba. Os tubos de 32 × 35 são, muitas vezes, substituídos pelos de 33 × 36 mm, dimensão padrão nos EUA e em certos países europeus.

Na fabricação do açúcar de beterraba empregam-se, muitas vezes, múltiplos-efeitos com tubos de 27 × 30 mm, do 1.º ao último corpo. Na fabricação do açúcar de cana, evitam-se os pequenos diâmetros nos últimos corpos. Certos técnicos recusam-se a empregar dimensões inferiores a 46 × 50 (aliás, o máximo) nos últimos dois corpos. Entretanto, esta dimensão, antigamente padrão, não corresponde mais à técnica atual e aconselhamos adotar, para tubos de latão, um dos 3 diâmetros:

32 × 35 34,8 × 38 ou 41,8 × 45 mm.

Para tubos de aço empregam-se, sobretudo, 30 × 35, 34 × 38 e 39,5 × 44,5 mm. Uma boa solução é adotar:

Tubos de aço: 34 × 38 mm no 1.º e 2.º corpos, 39,5 × 44,5 mm no 3.º e 4.º corpos;

Tubos de latão: 34,8 × 38 mm no 1.º e 2.º corpos, 41,8 × 45 mm no 3.º e 4.º corpos.

Os tubos mais estreitos permitem, teoricamente, um coeficiente melhor de transmissão, porque a distância média das moléculas de caldo até a superfície aquecedora é menor. Também permitem conseguir uma superfície maior de aquecimento num corpo com um diâmetro dado.

Por outro lado, são mais difíceis de serem limpos, porque é necessário passar a raspadeira num número maior de tubos. O seu emprego salienta a vantagem de limpar os corpos com o ácido, método preferível ao do desincrustador.

Claassen (ISJ, 1939, p. 217) assinala que os tubos com diâmetro pequeno trabalham melhor com um coeficiente fraco de evaporação, enquanto os tubos maiores, oferecendo mais espaço às bolhas que sobem, trabalham melhor com um alto coeficiente de evaporação.

Aliás, a escolha do diâmetro dos tubos do múltiplo-efeito não é primordial, enquanto se emprega um dos 3 diâmetros aconselhados (p.560).Em nossa opinião, o que importa é adotar, para a usina toda, um diâmetro padrão de tubos, 34,8 × 38 mm, por exemplo, e empregá-lo tanto nos aquecedores como no múltiplo-efeito. Ou, então, 2 diâmetros, 34,8 × 38 e 41,8 × 45 mm, por exemplo. Isto é muito vantajoso e, se os fabricantes concordassem neste ponto, seria realmente um progresso considerável. Especialmente, quanto ao uso de 32 × 35 e 33 × 36 mm, cuja diferença não justifica sua existência simultânea.

INTERDEPENDÊNCIA DO DIÂMETRO E DO COMPRIMENTO DOS TUBOS. — Realmente, o diâmetro e o comprimento não são independentes. Quanto mais estreitos são os tubos, mais facilitam a subida do caldo, porque esta subida depende da proporção entre a superfície de aquecimento do tubo e sua seção interna.

Esta consideração limita o comprimento admissível para cada diâmetro. Seguem as medidas destas relações:

QUADRO 33.5

Comprimento máximo dos tubos do múltiplo-efeito em função de seu diâmetro

Diâmetro	*Comprimento máximo*
Tubos de 46 × 50 mm	2,25 m
„ „ 34,8 × 38 „	3 „
„ „ 32 × 35 „	3,50 „
„ „ 27 × 30 „	4,50 „

Na fabricação do açúcar de cana, é prudente ficar abaixo destes máximos e não ultrapassar as seguintes relações:

QUADRO 33.6

Comprimentos aconselháveis para os tubos de múltiplo-efeito

Diâmetro	*1.º corpo*	*2.º corpo*	*3.º corpo*	*4.º corpo*
Tubos de 46 × 50 mm	2 m	1,90 m	1,80 m	1,70 m
„ „ 34,8 × 38 „	2,75 „	2,60 „	2,50 „	2,40 „
„ „ 32 × 35 „	3 „	2,85 „	2,70 „	2,50 „
„ „ 27 × 30 „	4 „	3,80 „	3,60 „	3,40 „

Por comprimento ótimo, compreendemos a melhor relação entre o preço e o tamanho dum corpo, de um lado, e o coeficiente de evaporação a ser esperado com funcionamento médio regular, de outro lado. Com efeito, o coeficiente de

evaporação tende a diminuir quando o comprimento dos tubos aumenta, para um modelo de corpo e um comprimento de tubos dados.

Na realidade, este comprimento ótimo diminui conforme a posição do corpo, sendo a subida mais fácil à medida que o caldo estiver menos viscoso e o vapor mais quente. Daí o quadro 33.6.

DISPOSIÇÃO DOS TUBOS. — Os tubos são dispostos em quincôncio nos espelhos (fig. 33.5). Esta disposição permite colocar um número maior de tubos por unidade de superfície de espelhos, com uma mesma distância entre os tubos.

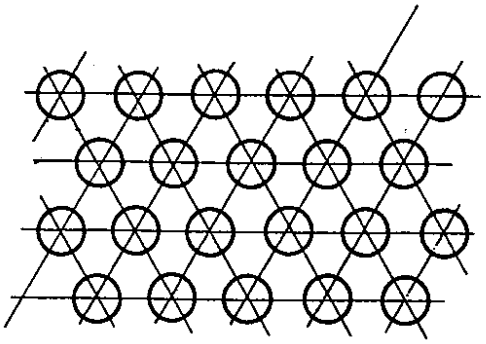


FIG. 33.5. — Disposição dos tubos.

Neste caso, os tubos são alinhados segundo 3 direções diferentes, a 120° entre cada um (fig. 33.6).

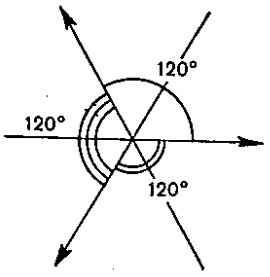


FIG. 33.6. — Alinhamento em quincôncio.

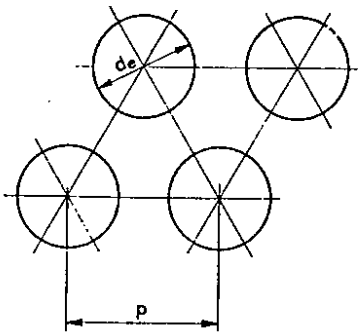


FIG. 33.7. — Tubos em quincôncio.

Como esta disposição permite o maior número de tubos, qual a relação a ser respeitada entre o diâmetro externo d_e dos tubos e a distância p entre os tubos, de centro para centro?

Esta distância p entre os centros de dois tubos próximos é chamada passo da tubulação.

Designando por s_e a seção externa dum tubo e σ a superfície correspondente duma parte do espelho ocupada por tubos, observa-se facilmente que se tem (fig. 33.7):

$$\frac{s_e}{\sigma} = \frac{\frac{\pi d_e^2}{4}}{\frac{\sqrt{3}}{2} p^2} = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \cdot \frac{d_e^2}{p^2} \tag{33.10}$$

Designando por k_e a relação da superfície perfurada do espelho com sua superfície total, tem-se, portanto:

$$\frac{p^2}{d_e^2} = \frac{\pi}{2k_e\sqrt{3}} = \frac{0{,}907}{k_e} \tag{33.11}$$

Donde:

$$p = 0{,}952 \frac{d_e}{\sqrt{k_e}} \tag{33.12}$$

O coeficiente k_e aumenta um pouco com o diâmetro dos tubos. Varia de 0,45 a 0,55 nos aparelhos modernos. Adotando 0,5, ter-se-ia:

$$p = 1{,}35 d_e \tag{33.13}$$

A largura mínima da faixa de metal separando duas perfurações próximas é, portanto, cerca de 1/3 do diâmetro dos tubos. Esta dimensão é designada por "bareta".

SEÇÃO DE PASSAGEM. — O coeficiente k_e corresponde à seção externa dos tubos, conseqüentemente, na teoria, à superfície perfurada do espelho. Desejando conhecer a superfície de passagem disponível à circulação do caldo que sobe, é preciso considerar a seção interna dos tubos. Tem-se, então:

$$k_i = \frac{s_i}{\sigma} = k_e \cdot \frac{s_i}{s_e} \tag{33.14}$$

k_i = relação da seção de passagem do caldo nos tubos com a superfície correspondente do espelho, nas partes inteiramente ocupadas por tubos;

s_i = seção interna dum tubo.

A relação s_i/s_e tem o seguinte valor:

	s_i/s_e
Tubos de 27 × 30 mm	0,810
„ „ 32 × 35 „	0,836
„ „ 33 × 36 „	0,840
„ „ 36 × 40 „	0,810
„ „ 39,5 × 44,5 „	0,788
„ „ 41 × 45 „	0,830
„ „ 46 × 50 „	0,846

Mas estes coeficientes k_e e k_i aplicam-se apenas às partes ocupadas por tubos do espelho. Desejando comparar a superfície de passagem total na parte superior de todos os tubos, S_i, com a superfície total Σ do espelho, é preciso modificar este último com um segundo coeficiente α, levando em consideração o espaço perdido pelos tirantes de sustentação e os corredores de vapor, assim como o espaço para as bordas da calandra, e com um terceiro coeficiente β, levando em consideração o tubo central. Tem-se, então:

$$S_i = k_i \alpha \beta \Sigma \qquad (33.15)$$

α = cerca de 0,98;

β = depende do tubo central: $\beta = 1 - \frac{D^2}{\Delta^2}$

D = diâmetro do tubo central;

Δ = diâmetro interno do aparelho.

O coeficiente total $k = k_i \cdot \alpha \cdot \beta$, o qual varia de 0,4 a 0,5, mede a relação entre a seção de passagem disponível ao caldo nos tubos pequenos e a seção total do corpo.

Circulação do vapor. — O vapor penetra na calandra por uma, duas ou várias entradas. Muitas vezes, nos corpos com menos de 3 m de diâmetro, uma entrada única é suficiente; para os corpos com 3 m ou mais, prevêm-se 2 entradas; às vezes 4, para os corpos muito grandes, para poder distribuir vapor a todos os tubos, dos quais alguns estariam demasiadamente afastados da entrada única. Quando a calandra é muito alta, cada entrada é desdobrada em dois orifícios superpostos, a 1/4 e a 3/4 da altura dos tubos.

Nos pontos mais afastados da entrada, ou das entradas, colocam-se os tubos de saída dos gases incondensáveis.

Para que o vapor chegue mais facilmente às partes mais afastadas da calandra, instalam-se, entre os tubos, corredores de vapor, os quais são obtidos deixando uma fileira sem tubos numa parte de seu comprimento (fig. 33.8).

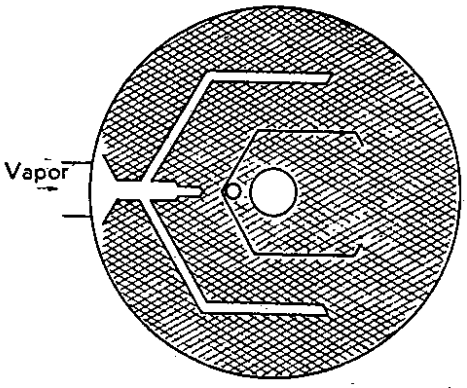


FIG. 33.8. — Exemplo de corredores de vapor.

CÁLCULO DOS TUBOS DE VAPOR. — Considerações econômicas, de um lado, perda de carga e riscos de arrastos, do outro, fizeram com que os cálculos dos tubos de vapor sigam as seguintes velocidades aproximadas de vapor:

QUADRO 33.7

Velocidades de vapor aconselhadas

	Triplo-efeito	*Quádruplo-efeito*	*Quíntuplo-efeito*
Vapor de escape que entra no 1.º corpo	25 a 30 m/s	25 a 30 m/s	25 a 30 m/s
„ do 1.º corpo	30 „ 35 „	30 „ 35 „	30 „ 35 „
„ „ 2.º „	40 „ 45 „	35 „ 40 „	30 „ 35 „
„ „ 3.º „	50 „ 60 „	40 „ 45 „	35 „ 40 „
„ „ 4.º „		50 „ 60 „	40 „ 45 „
„ „ 5.º „			50 „ 60 „

O vapor do último corpo, que vai ao condensador, pode ter uma velocidade superior a 60 m/s, mas não deve ultrapassar 75 m/s, e é necessário tomar todas as disposições contra os perigos de arrastos.

Com estas velocidades escolhidas, procede-se ao seguinte cálculo:

a) Tomar a vazão-peso de vapor a ser assegurada, ou seja, P kg/h. Aumentá-la de 10%, para enfrentar as variações possíveis, ou seja P'.

b) Tomar no quadro dos vapores saturados (quadro 42.1, p. 976) o peso específico, ω, ou o volume específico, u, correspondente à temperatura do vapor. Subtrair deste a vazão-volume de vapor que deve passar por hora, ou seja, Q m³/h. Donde se obtém a vazão-volume por segundo, ou seja, q m³/s.

c) Da velocidade v m/s estabelecida, tira-se a seção S do tubo. Donde se obtém seu diâmetro mínimo D, o qual é arredondado por excesso.

EXEMPLO. — Calcula-se o tubo entre o corpo do vaso do 1.º corpo e a calandra do 2.º. Dados:

Peso de vapor a ser fornecido ao 2.º corpo	$P = 20\,000$ kg/h
Temperatura deste vapor	$t = 103$°C
Velocidade de vapor escolhida	$v = 25$ m/s.

Tem-se:

$$P' = 1{,}1P = 22\,000 \text{ kg/h.}$$

O volume específico correspondente a 103°C é $u = 1{,}515$ m³/kg. O volume de vapor que deve passar é, então:

$$V = 22\,000 \times 1{,}515 = 33\,330 \text{ m}^3\text{/h}$$

ou:

$$V' = \frac{33\,330}{3\,600} = 9{,}258 \text{ m}^3\text{/s} = 9\,258 \text{ dm}^3\text{/s.}$$

Para obter uma velocidade de 25 m/s = 250 dm/s, é preciso uma seção:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{9\,258}{250} = 37 \text{ dm}^2$$

Donde:

$$D^2 = \frac{37 \times 4}{\pi} = 47{,}15 \text{ dm}^2$$

donde:

$$D = \sqrt{47{,}15} = 6{,}87 \text{ dm} = 687 \text{ mm}$$

Tomamos:

$$D = 700 \text{ mm}.$$

AS ÁGUAS CONDENSADAS

O calor transmitido do vapor ao caldo, através duma calandra, corresponde ao calor latente de vaporização do vapor. Todo o vapor de aquecimento se transforma em água condensada na calandra. Portanto, é preciso expulsar da calandra um peso de água igual ao peso de vapor recebido.

Esta expulsão efetua-se por meio de drenos colocados na parte inferior da calandra (fig. 33.9). Estes drenos devem ser distribuídos no espelho inferior, numa proporção de cerca de um para 3 m² de seção do aparelho. A seção interna destes tubos de drenagem deve ser prevista para que a água condensada se escoe com uma velocidade de cerca de 0,50 a 0,60 m/s. No tubo T (fig. 33.9), conectado aos drenos e ao coletor, esta velocidade pode ser levada a 0,80 m/s.

Os drenos devem ser ligados à calandra em a por um pequeno cone, o qual deve aumentar o círculo de escoamento no ponto que determina a vazão do dreno.

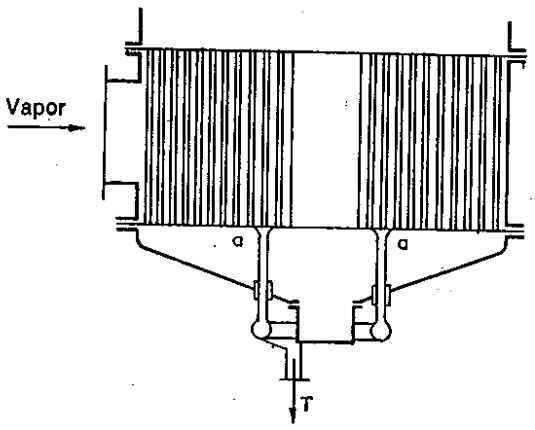


FIG. 33.9. — Drenagem das águas condensadas.

EXTRAÇÃO DAS ÁGUAS CONDENSADAS

A extração das águas condensadas pode ser feita de diversas maneiras. Conforme a pressão existente na calandra, distingue-se:

	Modo de extração
a) Calandra sob pressão	Purgador
b) Calandra sob vácuo	Caixa de sifão (Marais)
c) Calandra sob pressão ou sob vácuo	Bomba Michaëlis Sifão Tanque de expansão (tanque flash)

A. Purgador

Quando a calandra está numa pressão superior à pressão atmosférica, o que ocorre geralmente no 1.º corpo, a água pode escoar-se por gravidade. Entretanto, como o tubo não deve esvaziar-se e nem deixar escapar o vapor, é necessário intercalar um aparelho de segurança e de controle, ou "purgador" (fig. 33.10).

É uma pequena caixa pela qual passa a água condensada, munida duma bóia que regula a válvula de descarga, abrindo-se quando a água alcança um certo nível na caixa. Quando a água chega de modo contínuo, a bóia abre progressivamente a válvula, à medida que o nível sobe e se fixa na posição de equilíbrio, correspondente à vazão.

Em alguns países, estes aparelhos receberam o nome sugestivo de "casa de marimbondo". Para que funcionem perfeitamente, é preciso deixar a válvula superior suficientemente aberta, para que sua vazão seja, no mínimo, igual à metade da vazão indicada pelo fabricante. Com outras palavras, quanto à capacidade destes aparelhos, é preciso observar uma margem de segurança de 100%.

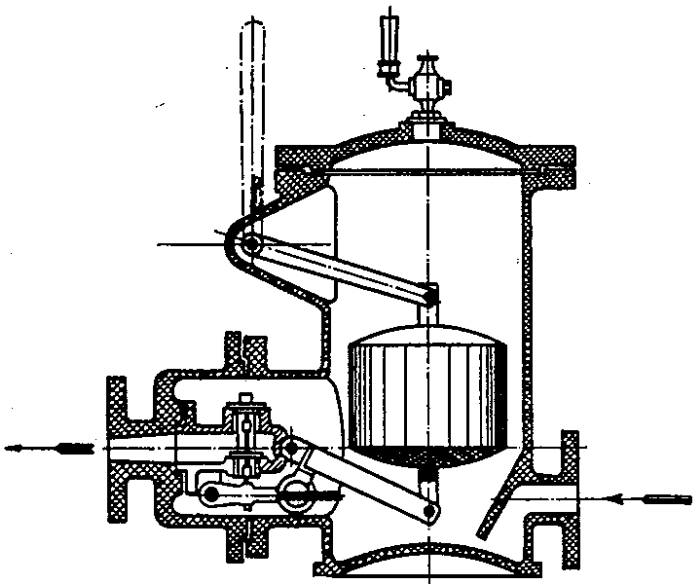


FIG. 33.10. — Purgador

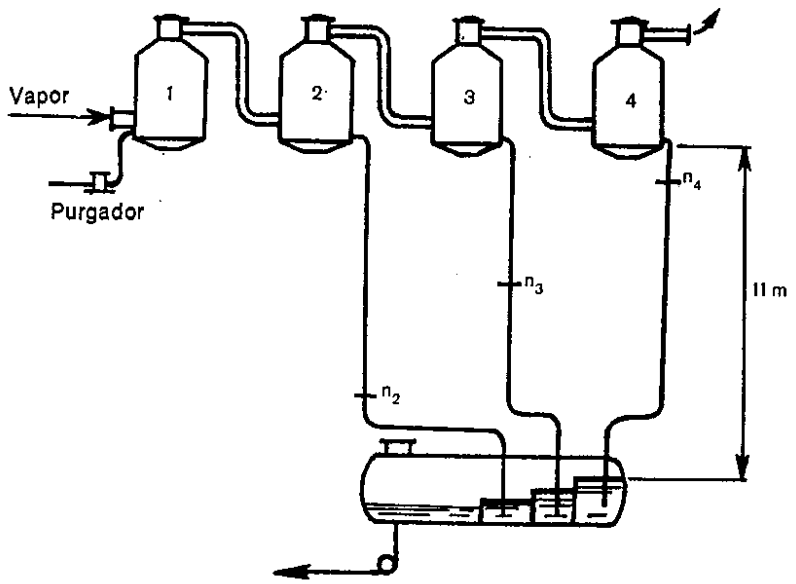


FIG. 33.11. — Caixa de sifão (Marais).

B. Caixa de sifão (Marais)

A principal dificuldade a ser superada, quando se deseja extrair a água das calandras sob vácuo, é a diferença de pressão entre a atmosfera e a calandra. Quando os corpos estão num nível bastante elevado, pode-se resolver este problema expulsando a água condensada para um tanque, situado debaixo destes num nível suficiente para que a água possa descer a ele por gravidade.

Este tanque é chamado caixa de sifão (Marais) (fig. 33.11).

Estando à pressão atmosférica, a água encherá os tubos de expulsão até os níveis n_2 n_3 n_4... correspondentes à diferença de pressão entre a atmosfera e a calandra.

PROFUNDIDADE. — Supõe-se, por exemplo, que o vácuo existente no ambiente-vapor do 3.º corpo dum quádruplo-efeito seja: $H - h = 40$ cm. A calandra do 4.º corpo terá a mesma pressão absoluta h e a diferença entre esta pressão h e a pressão atmosférica H, calculada em metros de água, será:

$$10.33 \times \frac{H - h}{H} = 10{,}33 \times \frac{40}{76} = 5{,}45 \text{ m.}$$

Prevê-se sempre uma margem de segurança igual a 25% de h, ou seja:

$$\frac{10{,}33 - 5{,}45}{4} = 1{,}22 \text{ m}$$

e a caixa de sifão pode funcionar, sob a condição de que haja:

$$5{,}45 + 1{,}22 = 6{,}67 \text{ m}$$

de diferença de nível entre o espelho inferior da calandra e o nível superior do último compartimento da caixa de sifão.

É mais prudente instalar uma caixa de sifão que possa enfrentar qualquer vácuo que porventura ocorra nas calandras com as quais é ligada. Neste caso, emprega-se uma diferença de nível de 11 m, que permitirá à caixa de sifão superar qualquer sobrecarga. De um modo geral, esta necessidade, infelizmente, obriga à instalação do tanque num poço profundo, cujo acesso e fiscalização são difíceis.

Por este motivo, a caixa de sifão é pouco empregada.

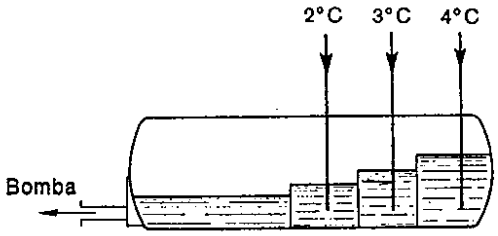


FIG. 33.12. — Divisão duma caixa de sifão em compartimentos.

PRECAUÇÕES. — Na instalação duma caixa de sifão, é sempre preciso ter cuidado para que o escoamento da água de condensação se efetue do compartimento aonde chega o tubo de expulsão do corpo mais frio, em direção ao compartimento aonde chega aquele do corpo precedente, e assim por diante, ficando o corpo mais quente em último lugar (fig. 33.12). Esta precaução procura evitar que as variações de vácuo num corpo deixem entrar em seu tubo de expulsão água mais quente da caixa de sifão: poderia produzir-se auto-evaporação com conseqüente entrada de água na calandra.

C. Bomba de água condensada

Com a ajuda duma bomba, pode-se extrair a água duma calandra sob um vácuo qualquer, observando as três condições seguintes:

a) É preciso que a bomba seja capaz de recalcar a uma altura igual à altura geométrica de recalque, à qual se acrescenta a diferença de pressão entre a atmosfera e a calandra respectiva.

b) Por causa da possível imperfeição na vedação da bomba, é preciso muni-la dum pequeno tubo, para igualar a pressão, fazendo comunicar a válvula de admissão, ou o corpo da bomba, com a parte superior da calandra. Caso contrário: 1.º o ar, entrando pelas juntas da bomba, precipita-se na calandra pelo tubo de sucção de água e impede seu escoamento; 2.º o vapor originado pela água quente na bomba acumula-se nesta, formando bolsas.

c) Assim como para os purgadores, é preciso prever uma bomba três ou quatro vezes mais forte do que possa parecer necessário, na teoria.

MODELOS DE BOMBAS. — Estas podem ser bombas recíprocas ou centrífugas.

As bombas recíprocas devem, preferivelmente, possuir pistão imerso, em vez de serem bombas duplex. Hoje em dia, estas quase não são mais empregadas.

As bombas centrífugas devem, preferivelmente, ser especiais, previstas para admissão sob vácuo, cujas gaxetas se comuniquem com o lado de recalque. Isto evita ou diminui as entradas de ar que ocorrem inevitavelmente nestes pontos.

TUBOS DE ADUÇÃO DE ÁGUA. — Os tubos de adução na bomba de água condensada da calandra devem preencher as seguintes condições:

a) Serem os mais curtos possíveis, para não diminuir um escoamento já bastante difícil, com uma perda de carga inútil.

b) Terem o menor número possível de curvas, pelo mesmo motivo. As curvas inevitáveis devem ser abertas e ter o maior raio possível.

c) Terem o menor número possível de juntas, por causa do perigo de entrada de ar.

d) Terem uma seção transversal correspondente à condição já indicada (p. 566: velocidade da água no mínimo igual a 0,80 m/s).

e) As partes ditas horizontais do tubo devem drenar em direção à bomba.

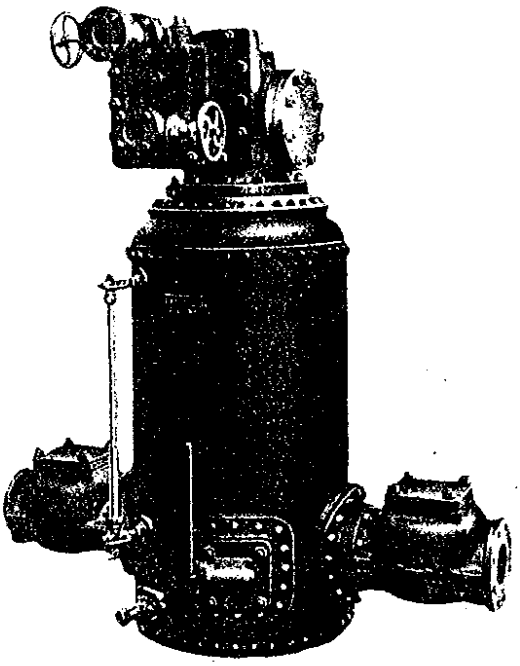


FIG. 33.13. — Michaëlis

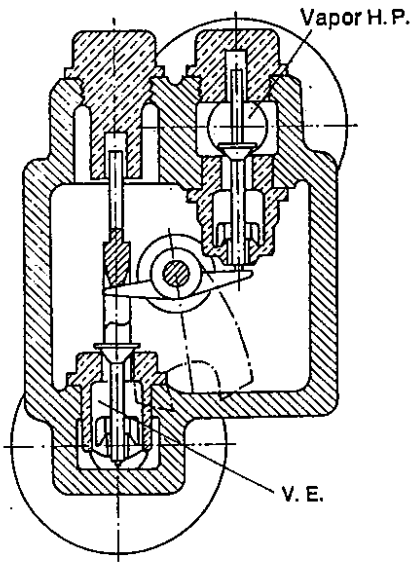


FIG. 33.14. — Corte da cabeça dum Michaëlis.

Os tubos igualadores de pressão devem preencher as mesmas condições, com exceção da seção, que deve ser cerca de 0,04 da seção do tubo de adução. Isto é, seu diâmetro deve ser aproximadamente 1/5 do diâmetro do tubo de água.

D. Michaëlis

O Michaëlis, denominado de acordo com o nome de seu inventor, é um elevador automático de caldo que é utilizado para a extração, principalmente sob vácuo, das águas ou dos xaropes (fig. 33.13). Também é chamado "purga-

dor-alimentador automático". É um purgador em cuja parte superior há uma válvula de admissão e uma válvula de escape de vapor direto (fig. 33.14). Quando a caixa se enche com o líquido, uma bóia sobe e, num certo nível, põe em funcionamento um pequeno mecanismo muito simples que abre a válvula de admissão e fecha a válvula de escape. A superfície do líquido no purgador é imediatamente submetida à pressão do vapor direto, que expulsa o líquido através da válvula de descarga. A bóia baixa novamente, fechando a admissão de vapor e abrindo o escape. A água condensada começa, então, novamente a levantar a válvula de admissão, a qual ficou um momento fechada pela pressão do vapor, e enche novamente o purgador.

ESCALA DAS CAPACIDADES. — É a seguinte a série francesa de Michaëlis que funcionam com o vapor direto de pressão inferior ou igual a 12 kg/cm²:

QUADRO 33.8

Série francesa dos Michaëlis

N.º	*Diâmetro interno*	*Altura*	*Orifícios*	*Vazão/hora média*	*Volume extraído por impulso*
3*C*	360 mm	920 mm	30 mm	1 500 l/h	21 litros
1*C*	380 „	1 010 „	50 „	3 000 „	43 „
1	450 „	1 357 „	60 „	4 500 „	65 „
2	500 „	1 577 „	80 „	7 300 „	105 „
3	650 „	1 517 „	100 „	11 500 „	165 „
4	650 „	1 762 „	125 „	16 000 „	230 „
5	800 „	1 772 „	150 „	23 500 „	340 „
6	900 „	1 890 „	175 „	33 000 „	510 „

As vazões acima supõem 70 impulsos por hora.

CONSUMO DE VAPOR. — O inconveniente dos Michaëlis é seu consumo de vapor. Este é devido a:

1.º O volume de vapor utilizado é igual ao volume de líquido extraído. Se a altura de recalque fosse igual ao máximo correspondente à pressão de vapor, o rendimento do aparelho seria próximo de 1. Vapor a 6 kg/cm², por exemplo, deveria recalcar água a 60 m, teoricamente, ou a 50 m, na prática. Ora, os Michaëlis, em usina de açúcar, e principalmente nos múltiplos-efeitos, devem recalcar a água a alguns metros, 4 a 6 m, geralmente, e raras vezes a mais de 10 m. Por isso, há desperdício de vapor.

2.º No intervalo entre os impulsos, o vapor fica imóvel nos tubos de admissão, esfria e se condensa.

Observa-se que a condensação, acumulada na parte inferior do tubo de vapor, mistura-se ao líquido no momento da abertura da válvula de admissão. Esta quantidade é insignificante para as águas condensadas, mas, às vezes, produz uma diluição considerável no caso dos Michaëlis para xarope, principalmente quando o tubo de vapor não é isolado e quando o vapor não é um pouco superaquecido.

Sem levar em conta esta condensação, mais ou menos compensada por uma pequena expansão do vapor fechado no Michaëlis, pelo fechamento da válvula de admissão, quando o tubo de escape é muito pequeno, tem-se imediatamente o consumo de vapor do Michaëlis:

$$W = V\varpi n \tag{33.16}$$

W = peso de vapor consumido, em kg/hora;

V = volume do Michaëlis, acima do nível inferior do líquido, em m^3;

ϖ = peso específico do vapor direto empregado, em kg/m^3 (quadro 42.1);

n = número de impulsos por hora.

O volume V pode ser deduzido do volume dado pelo quadro 33.8, multiplicando este último por 1,20. Este coeficiente 1,20 leva em consideração: 1.º o espaço perdido na parte superior, ou seja, cerca de 15%; 2.º a perda por condensação, ou seja, cerca de 5%.

Como V não ultrapassa o metro cúbico e como ϖ é de cerca de 3 a 6 kg/m^3, observa-se que o desperdício de vapor ao qual nos referimos não é muito grave, porque se relaciona a quantidades pequenas.

ALTURA DE RECALQUE. — Pode-se esperar que um Michaëlis eleve a água a uma altura H igual a cerca de 8,50 m por kg/cm^2 de pressão do vapor motriz.

CONTADOR DE IMPULSOS. — O Michaëlis apresenta a vantagem de permitir um controle da quantidade de água condensada expulsa e, conseqüentemente, da evaporação do corpo precedente.

Para isto, é preciso calibrar o Michaëlis, medindo o volume extraído por impulso e contar os impulsos.

Sob encomenda, os Michaëlis são fornecidos com um contador automático de impulsos, o qual deve ser observado durante uma hora, ou, então, a leitura é efetuada no fim-de-semana.

A calibragem prévia é necessária, porque o desligamento é mais ou menos difícil, dum Michaëlis ao outro, e a falta de vedação da válvula pode deixar entrar no Michaëlis, entre dois impulsos, uma parte do volume de água que ficou no tubo de expulsão.

EMPREGO. — O Michaëlis é um aparelho um pouco rústico, mas prático, exigindo pouca fiscalização e manutenção e nenhuma lubrificação. Seu desgaste é mínimo e permite um controle, pouco exato, porém útil, do trabalho dos corpos e aquecedores respectivos.

E. Sifão

Os três métodos de extração das águas condensadas das calandras sob vácuo, já vistos, não permitem a circulação das águas de calandra a calandra. Pelo contrário, os dois métodos que serão descritos agora têm a finalidade de fazer circular as águas condensadas de uma calandra a outra.

AUTO-EVAPORAÇÃO. — Esta circulação é vantajosa, quanto ao balanço térmico.

Com efeito, extraindo diretamente a água de cada corpo, todo o seu calor sensível é perdido. Pelo contrário, fazendo passar a água dum corpo à calandra seguinte, esta água, que estava no corpo precedente à temperatura máxima compatível com o estado líquido para a pressão desta calandra, passará, repentinamente, a uma pressão mais baixa. Neste caso, ocorre uma evaporação espontânea, ou auto-evaporação, quase explosiva, por causa da incompatibilidade física destas condições (p,t). A quantidade de água evaporada corresponde exatamente à quantidade de calor cedida.

Portanto, recuperou-se uma quantidade pequena de vapor, que se acrescenta na calandra ao vapor vegetal vindo do corpo precedente e aumenta, assim, as possibilidades de aquecimento.

Além disso, fazendo circular a água de uma calandra à outra, as quantidades acumulam-se, multiplicando o efeito.

AUMENTO OCASIONADO PELA CIRCULAÇÃO. — O benefício, resultante da auto-evaporação produzida pela circulação das águas de uma calandra à outra, é fornecido pelo cálculo da p. 517, para um quádruplo-efeito sem sangria. A evaporação obtida pela introdução de 1 kg de vapor na calandra do 1.º corpo é a seguinte:

QUADRO 33.9

Quádruplo-efeito. Rendimento devido à circulação

	Sem circulação	*Com circulação*	*Aumento %*
1.º corpo	0,923 kg	0,923 kg	0 %
2.º "	0,958 "	0,972 "	2 "
3.º "	1,002 "	1,047 "	4,5 "
4.º "	1,040 "	1,162 "	11,2 "
	3,923 kg	4,104 kg	4,6%

SIFÕES. — A dificuldade encontrada para fazer passar a água duma calandra à seguinte era devida à diferença de pressão entre estes dois recipientes. Foi contornada, fazendo comunicar as calandras por meio dum tubo em U, ou "sifão invertido" (fig. 33.15). Assim, a diferença entre as pressões das duas calandras era automaticamente equilibrada pela diferença de nível H que se estabelecia entre as duas colunas de líquido, no tubo em U.

COMPRIMENTO. — Teoricamente, para uma diferença de pressão entre as duas calandras de 300 g/cm², seria necessário um sifão com um comprimento de cerca de 3 m.

Na realidade, é preciso observar uma margem de segurança de, no mínimo, 50%, se possível de 100%.

a) Por causa das flutuações das pressões: se o sifão se tornasse curto demais, mesmo sendo muito pouco, para uma diferença de pressão existente num momento dado, a pressão da frente forçaria o nível do líquido acima da curva do U e o sifão deixaria de funcionar imediatamente.

b) Por causa da auto-evaporação: a água, ao subir do outro lado, está sob uma pressão mais baixa que a da calandra precedente, assim que passa o nível *n'* (fig. 33.15). Ora, ela se condensa e fica, praticamente, à temperatura de ebulição correspondente a esta pressão. Portanto, entrará em ebulição cada vez mais violentamente, à medida que sobe no tubo. A seguir, a diferença de pressão não mais será equilibrada por uma coluna de água, mas uma coluna formada por uma mistura de vapor e de água, com densidade bastante inferior a 1.

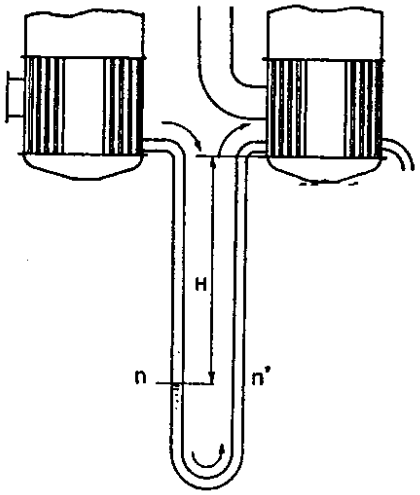


FIG. 33.15. — Sifão.

(Esta afirmação parece anticientífica e contrária à lei hidrostática dos corpos que se comunicam. Entretanto, é evidente que esta lei não é mais válida quando as bolhas predominam e acabam interrompendo a coluna líquida. Para convencer-se, basta comparar os níveis de caldo no interior dum corpo de evaporação e em seu tubo de nível. Cf. p. 661, "Subida".)

DIÂMETRO. — Pelo mesmo motivo e para evitar uma verdadeira "subida" no lado ascendente do sifão, este lado deve ter um diâmetro grande.

Os diâmetros dos lados descendente e ascendente do sifão serão escolhidos para que a velocidade da água, suposta sem mistura de vapor, não ultrapasse:

Lado descendente	1,20 m/s
Lado ascendente	0,60 m/s

Considerando estes máximos, uma margem de 50% no comprimento do sifão será suficiente. Instalando, como acontece freqüentemente, um sifão com diâmetro único, correspondendo a uma velocidade de 1 a 1,50 m/s, é preciso aumentar a margem de segurança para 100%, e mesmo assim os transtornos seriam mais numerosos. Como a altura dos sifões geralmente é a causa da dificuldade em instalá-los, é conveniente escolher a primeira solução.

F. Tanque flash

Os sifões são muito econômicos e muito simples, porém apresentam o inconveniente de necessitar, na maioria dos casos, uma altura maior do que aquela disponível entre a parte inferior das calandras e o solo. Os múltiplos-efeitos, geralmente, estão na 1.ª plataforma, isto é, a uma altura de 4 ou 4,5 m e o fundo das calandras é bem mais baixo.

Preferivelmente, instalam-se tanques ou balões de expansão (fig. 33.16). São recipientes fechados, instalados debaixo dos corpos e nos quais ocorre a auto-evaporação. Cada um é ligado:

a) Ao balão precedente, que lhe fornece a água condensada, depois de já ter passado por uma auto-evaporação.

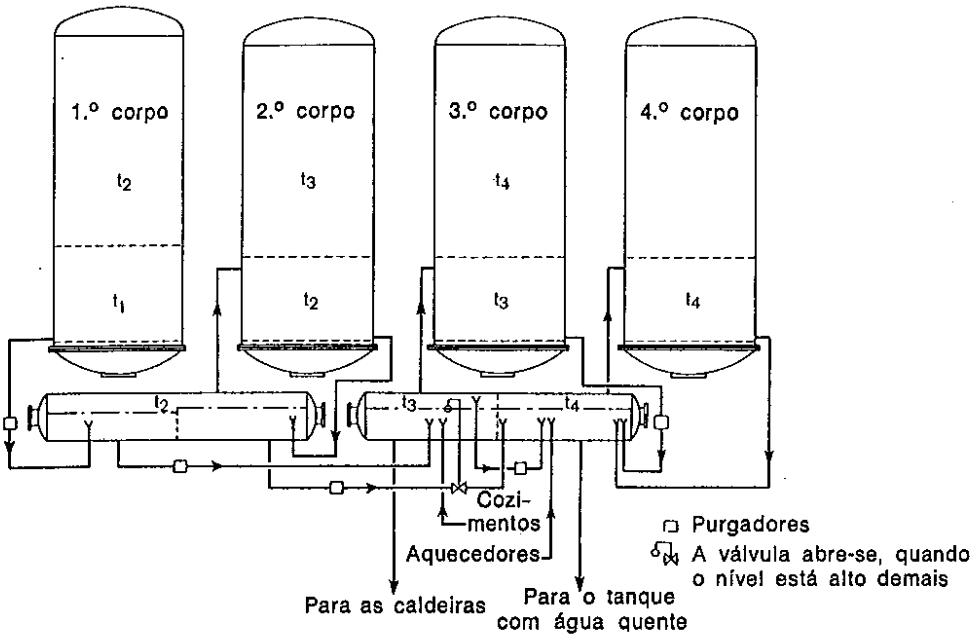


FIG. 33.16. — Tanque flash.

b) À calandra respectiva, que lhe manda suas águas condensadas.

c) À parte superior da calandra seguinte, a qual estabelece a pressão do balão e recebe dele o vapor da auto-evaporação, proveniente dessas duas fontes de águas condensadas.

d) Ao balão seguinte, ao qual passa, por sua vez, suas águas condensadas após esta expansão.

É conveniente munir estes balões de expansão de visores, frente a frente em duas paredes opostas, para permitir a observação de seu interior.

É possível evitar o sifão entre calandra e balão, quando se intercala um dispositivo com flutuador, o qual regula o escoamento.

Possuindo um balão geral de recirculação, Webre (S. y A., novembro 1964, p. 77) aconselha, com razão, fazer chegar ali verticalmente os vários tubos de água condensada perto do balão. Estes tubos são ligados ao balão pela geratriz inferior por meio dum T e duma curva, com uma válvula interposta. O orifício na parte baixa do T chega a um tubo que vai ao esgoto, também munido duma válvula. Desta maneira, é possível separar, a qualquer momento, um dos aparelhos e enviar suas águas ao esgoto, enquanto se conserta o vazamento ou a entrada constatada.

Controle das águas condensadas

Às vezes, acontece que um vazamento se produz num tubo de aquecimento ou de múltiplo-efeito, ou numa junta de espelho. Quando é o caldo que está a uma pressão mais baixa (caso generalizado):

a) Quando o vazamento ocorre na parte superior da calandra, o vapor da calandra passa diretamente ao ambiente-vapor do corpo. Isto não é muito grave. Em certos casos, este vazamento pode até ser considerado como uma tomada complementar de gases incondensáveis.

b) Quando o vazamento ocorre na parte inferior da calandra, a água condensada passa ao caldo, aumentando o trabalho de evaporação ou diluindo o xarope.

Para evitar estes vazamentos, dificilmente detectados, é preciso testar freqüentemente as calandras.

Quando o vapor está a uma pressão mais baixa (caso dos aquecedores com sangria), o caldo penetra na calandra e se mistura com as águas condensadas. Da mesma maneira, arrastos anormais introduzem caldo nas águas condensadas.

Estes dois últimos casos são bem mais graves, quando a água assim poluída é usada na alimentação das caldeiras.

Quando a quantidade de caldo assim introduzida na água de recirculação é considerável, esta se revela por um odor característico. Porém, neste momento já pode ter ocorrido algum problema. Por isso, é bom controlar freqüente e minuciosamente as águas condensadas, por meio de reação ao alfanaftol. Assim que se observa um sinal do anel roxo característico, é preciso identificar e separar imediatamente o aparelho defeituoso e, sendo possível, pará-lo imediatamente ou, no mínimo, enviar suas águas ao esgoto, enquanto se procura consertá-lo. O alfanaftol detecta o açúcar a partir de 50 p.p.m.

Composição das águas condensadas

Contrariamente ao que se possa imaginar, as águas condensadas de evaporação dos caldos de cana não são água destilada pura. A evaporação realmente é uma espécie de destilação, porém, com a água passaram certos componentes voláteis do caldo cujo ponto de ebulição é mais baixo que o da água, ou próximo a este. Pieter Honig (PST, Vol. III, p. 105) assinala principalmente oxigênio, CO_2, SO_2, NH_3, ácidos orgânicos, aldeídos, o álcool metílico e outros alcoóis. O *p*H, medido à temperatura de 25°C, varia de 5,5 a 9.

Temperatura das águas condensadas

Geralmente, admite-se que as águas condensadas, ao deixarem uma calandra, estão à temperatura do vapor de aquecimento da calandra. Na realidade, as águas condensadas sempre esfriam um pouco ao passarem pelos tubos e sua temperatura é aproximadamente fornecida (ISJ, 1947, p. 207) por:

$$t_e = T - 0{,}4(T - t_j) \qquad (33.17)$$

t_e = temperatura das águas condensadas, ao saírem da calandra;
T = „ do vapor de aquecimento da calandra;
t_j = „ „ caldo no corpo.

Utilização das várias águas condensadas

Quando se separam as águas condensadas fornecidas pelos vários corpos, estas são, geralmente, utilizadas da seguinte maneira:

Água do 1.º corpo: Alimentação das caldeiras
„ „ 2.º „ : Complemento de alimentação das caldeiras

Água dos últimos corpos: { Embebição / Diluição dos méis / Etc.

As águas condensadas de vapor direto ou de escape, isto é, aquelas oriundas dos cozedores e dos aquecedores com vapor de escape, são enviadas, com as águas do 1.º corpo, a um tanque ligado à bomba de alimentação das caldeiras.

As águas do 2.º corpo são enviadas a um compartimento próximo a este tanque, no qual entram por uma válvula de bóia. Assim, as caldeiras recebem apenas a quantidade de água realmente necessária, do 2.º corpo. O excedente vai ao tanque de água dos últimos corpos.

O objetivo destas precauções é evitar ao máximo os riscos de introdução de açúcar nas caldeiras, com as águas poluídas, e se baseiam nas seguintes observações:

a) A água das caldeiras percorre um circuito fechado: tanque de alimentação → caldeiras → vapor → máquinas ou turbogeradores → balão de escape → calandras → tanque de alimentação. Portanto, não deveria haver necessidade dum complemento. Porém, há perdas neste circuito: vapor do guindaste, quando é a vapor, vapor para as turbinas, descarga, vazamentos etc. São estas perdas que devem ser compensadas com água tomada fora deste circuito.

b) Por isso, empregam-se as águas do 2.º corpo, formadas pela condensação do vapor vegetal do 1.º e, conseqüentemente, provenientes da própria cana e não mais das ligações de água limpa que alimentam a usina.

c) É preferível escolher o 2.º corpo aos seguintes, porque este fornece as águas mais quentes e, principalmente, porque os riscos de arrasto aumentam do 1.º ao último corpo.

d) Por outro lado, normalmente o 2.º corpo é amplamente suficiente para fornecer todo o complemento necessário. Tendo-se um termocompressor no 1.º corpo, este é suficiente para produzir o complemento e as águas do 2.º corpo podem ser utilizadas de outra maneira.

Conclusão. — Geralmente, a melhor utilização das águas condensadas do múltiplo-efeito é a seguinte:

a) Aproveitar a auto-evaporação, instalando tanques flash.

b) Tomar no 1.º tanque as águas do 1.º corpo para enviá-las ao tanque de alimentação. Neste caso, sua temperatura é um pouco mais baixa que a indicada pelo termomanômetro do 2.º corpo. Por isso, há diminuição de vapor. Este tanque não é ligado ao 2.º corpo.

c) Quando necessário, toma-se no 2.º tanque o complemento para o tanque de alimentação das caldeiras.

d) Fazer circular todas as outras águas de um tanque ao outro.

e) Retirar as águas do último tanque, pelo Michaëlis, por exemplo, para enviá-las ao tanque de água quente.

As águas podem também ser enviadas juntas a um tanque único, com vários compartimentos, que se comunica com o último corpo. A tubulação é mais simples e o rendimento de calorias continua o mesmo, porém o último corpo deve ser capaz de absorver sozinho um excedente de vapor bastante significativo.

OS GASES INCONDENSÁVEIS

Quando o múltiplo-efeito inicia seu funcionamento, é necessário efetuar o vácuo desejado nas várias calandras.

Por outro lado, em funcionamento normal, o vapor, ao chegar à calandra, introduz juntamente ar e gases estranhos. Estes provêm:

a) De gases dissolvidos no caldo, liberados pela ebulição. Na fabricação do açúcar de beterraba, encontra-se amoníaco. Na fabricação do açúcar de cana é principalmente o ar.

b) Do ar trazido pelo vapor de escape. Geralmente é muito pouco. (Este ar é introduzido pela água de complementação, que o contém em dissolução.)

c) Do ar que entra pelos vazamentos nas juntas das calandras e dos corpos, nas torneiras, nos visores etc. É ali que penetra a quantidade maior de ar.

Conseqüentemente:

1.º Estes gases estranhos, ou "incondensáveis", são formados quase unicamente pelo ar.

2.º A quantidade destes gases incondensáveis é muito pequena para os corpos aquecidos com o vapor de escape (ar *b*), isto é, no múltiplo-efeito, para o 1.º corpo, porém é muito maior para os corpos aquecidos com o vapor vegetal (ar *a*), como o 2.º corpo e, principalmente, para os corpos sob vácuo (ar *a* + ar *c*).

Se estes gases não fossem retirados progressivamente, acumular-se-iam na calandra e interromperiam rapidamente toda a evaporação: por exemplo, um 3.º ou um 4.º corpo, em poucos minutos.

Uma pequena proporção de ar é suficiente para que a temperatura do vapor na calandra fique abaixo da temperatura do caldo que deve aquecer. Com efeito, a diferença entre estas duas temperaturas é de apenas alguns graus. Ora, a pressão duma mistura de ar e de vapor é igual à soma das pressões parciais do ar e do vapor. A temperatura do vapor é a correspondente à sua pressão parcial.

Como a pressão parcial dos gases é proporcional ao volume relativo que ocupam para diminuir a pressão parcial do ar, é preciso retirá-lo o mais rápida e completamente possível. Por isso,é necessário prever um dispositivo para expulsá-lo da calandra, como também distribuir corretamente os tubos de expulsão.

Dispositivo de expulsão

Nas calandras aquecidas com o vapor de escape, como a do 1.º corpo e as dos cozedores, a pressão do vapor é mais alta que a pressão atmosférica e a quantidade de gases incondensáveis é muito pequena. É suficiente instalar um tubo bem pequeno na calandra, no ponto mais afastado da entrada de vapor, e conduzi-lo ao ar livre. É regulado para que deixe escapar, constantemente, um pequeno filete de vapor (fig. 33.17).

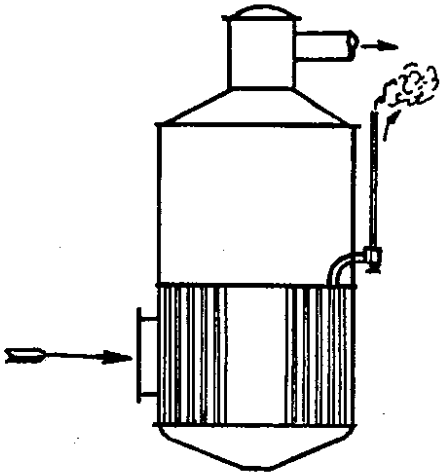


FIG. 33.17. — 1.º corpo. Expulsão dos gases incondensáveis.

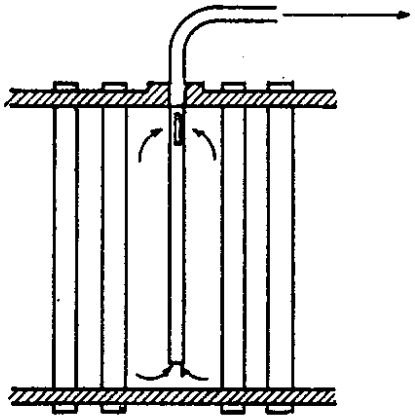


FIG. 33.18. — Tomada de gases incondensáveis.

Para as calandras aquecidas com o vapor vegetal, é preciso instalar vários tubos de saída num certo número de pontos criteriosamente escolhidos. Estes pontos devem ser instalados nos lugares mais dificilmente atingidos pelo vapor e onde se constatou ou se supõe a formação de bolsas de ar.

Webre e Robinson (Evap., p. 201) indicam um método simples para constatar se há bolsas de ar numa calandra: olhar pelos visores do aparelho. As zonas ativas são marcadas por uma ebulição violenta, enquanto os tubos situados em bolsas de ar não projetam, ou apenas muito pouco, o caldo. Também fornecem (pp. 134 a 139) a posição das bolsas, conforme o método de circulação do vapor na calandra e a disposição desta.

Como o ar é mais pesado do que o vapor, pode acumular-se na parte inferior da calandra. Com efeito, medições efetuadas (PST, Vol. III, p. 169) demonstraram que a proporção de gases incondensáveis era maior na parte baixa da calandra. Para evitar este inconveniente, prolonga-se uma parte dos tubos de saída dos gases incondensáveis, os quais entram geralmente pelo espelho superior, no interior da calandra, até chegarem a cerca de 10 cm do

espelho inferior. A finalidade desta margem de 10 cm é evitar que o tubo sugue água condensada, no caso de, por um motivo qualquer, esta não se evacuar facilmente (fig. 33.18).

Como estes tubos estão sujeitos à corrosão e como sua inspeção e substituição é difícil, a tendência atual é substituí-los por tomadas colocadas na parte externa da calandra, nos pontos mais afastados das entradas de vapor.

A extração do ar é efetuada pela diferença de pressão. Nos corpos sob vácuo, os tubos vindos da calandra entram no ambiente-vapor do corpo, passando pela parte externa e possuindo uma válvula controlada pelo operário (fig. 33.19).

Certos fabricantes fazem chegar os tubos de todas as calandras diretamente ao vácuo central. Este sistema tem o inconveniente de:

1.º Tornar a regulagem mais complicada, aumentando a queda de pressão nos primeiros corpos, sem necessidade.

2.º Fazer perder completamente o excesso de vapor que se deixa passar obrigatoriamente com o ar.

Entretanto, evita o inconveniente de acumular os gases incondensáveis do 2.º ao último corpo.

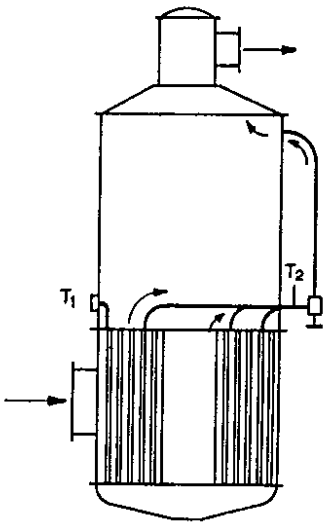


FIG. 33.19. — Corpo sob vácuo. Expulsão dos gases incondensáveis.

DIMENSÕES DOS TUBOS. — É preciso não esquecer que, geralmente, os tubos devem expulsar quantidades de ar acumuladas nos sucessivos corpos.

Para um quádruplo-efeito de cerca de 1 000 m², cujo 1.º corpo evacua para a atmosfera e os seguintes, de calandra para ambiente-vapor, Claassen (ND, p. 346) aconselha os seguintes diâmetros de tubos para gases incondensáveis:

1.º corpo	d = 10 mm (para a atmosfera)
2.º „	d = 15 a 20 mm
3.º „	d = 20 a 25 mm
4.º „	d = 28 mm

Evidentemente, estes tubos devem ser munidos de válvulas, cujas aberturas devem ser reguladas.

Regulagem das válvulas

Nunca se deve deixar acumular o ar e os gases corrosivos nas calandras. Como não há inconveniente em passarem diretamente alguns quilogramas de vapor dum corpo ao outro, é melhor deixar estas válvulas abertas demais do que fechadas demais. Como são geralmente válvulas com volantes, calcula-se sua

abertura pelo número de voltas do volante. Com exceção do 1.º corpo, que é regulado independente e facilmente, de modo aproximado, empregam-se geralmente aberturas, variando de cerca de 1/2 volta no 2.º corpo a 2 ou 3 voltas no último.

Smith, no Havaí (ISJ, 1935, p. 22), dá um meio interessante para se encontrar a regulagem certa destas válvulas. Colocam-se dois termômetros, um deles, T_1, na calandra, o outro, T_2, na tubulação de gases incondensáveis com ela conectada, entre a calandra e a válvula (fig. 33.19). Na realidade, T_1 pode ser substituído pelo termômetro sobre o ambiente-vapor do corpo precedente. De acordo com o que se explicou antes (p. 578) sobre as pressões parciais e a temperatura da mistura ar-vapor, como todo o ar passa em T_2, este termômetro indica uma temperatura mais baixa que a marcada por T_1. Abrindo-se muito a válvula, passaria uma proporção cada vez maior de vapor e a temperatura T_2 aproximar-se-ia cada vez mais de T_1. Porém, a experiência demonstra que uma boa regulagem corresponde a uma diferença de 2 a 3°C entre T_1 e T_2. Paturau (PST, Vol. III, p. 62) acredita que 1,7°C seja o suficiente.

O mesmo método pode ser empregado com um cozedor, porém Smith indica 3 a 5°C como diferença ótima, neste caso.

De acordo com Claassen (PST, Vol. III, p. 166), para se conseguir uma boa eliminação dos gases incondensáveis, é preciso passar juntamente um volume de vapor de arrasto de, no mínimo, 30 vezes o volume dos gasés incondensáveis. Honig (*id.*, p. 168) calcula que é preciso um volume 50 vezes superior, no mínimo.

CIRCULAÇÃO DO CALDO

Alimentação. — Há vários métodos de alimentação de caldo dos corpos sucessivos:

1.º Do fundo dum corpo à parte superior da calandra do corpo seguinte.

2.º De fundo a fundo.

3.º De fundo a fundo, com circulação Chapman.

4.º De fundo a fundo, com regulador de nível.

1. DO FUNDO DUM CORPO À PARTE SUPERIOR DA CALANDRA DO CORPO SEGUINTE. — Este método apenas apresenta um interesse histórico, estando completamente abandonado hoje em dia. Seus inconvenientes eram:

a) O caldo era projetado por cima dos tubos, enquanto, pela ebulição, deve subir nos tubos.

b) Uma parte do caldo que entra pode descer pelo tubo central e passar na proximidade da tomada de saída para o corpo seguinte, sem atravessar os tubos.

Ora, o coeficiente de transmissão depende do Brix do caldo e diminui quando o Brix aumenta. Portanto, é conveniente que o Brix médio do caldo num corpo seja o mais fraco possível. Isto ocorre quando o Brix médio é igual à média entre o Brix do caldo na entrada e o Brix do caldo na saída. Ora, se o caldo procura atravessar o corpo diretamente, sem passar pelos tubos, a fração

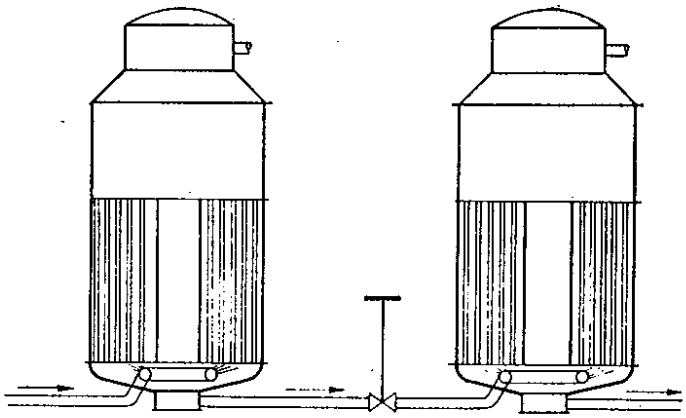


FIG. 33.20. — Circulação do caldo de fundo a fundo.

do caldo que se encontra no corpo e que ferve nos tubos concentra-se com um Brix superior ao Brix médio de saída e o corpo trabalha em más condições.

2. DE FUNDO PARA FUNDO. — Neste método (fig. 33.20), o tubo de caldo, reto e curto, chega ao fundo do corpo e o caldo é distribuído por um dispositivo qualquer, por exemplo, um tubo circular perfurado ou com fendas, ou um cone central inferior, que o dirige para os tubos da periferia. Assim, o caldo é lançado pela pressão e, principalmente, pela auto-evaporação para os tubos e na direção oposta ao ponto de saída. Normalmente, deve subir pelo menos uma vez nos tubos, antes de descer pelo tubo central.

Dimensões dos tubos de caldo. — O caldo passa de um corpo ao seguinte pela diferença de pressão. Para evitar o mais possível as bolhas de vapor, o tubo de expulsão parte dum "pequeno fundo" que prolonga o fundo inferior em seu centro e situado sob o tubo central. A seção do tubo de intercomunicação é fixada de modo que a velocidade do caldo, suposto sem mistura de vapor, não ultrapasse:

Triplo-efeito	1,50 m/s
Quádruplo-efeito	1,20 „
Quíntuplo-efeito	1 „
Sêxtuplo-efeito	0,75 „

A intercomunicação pode ser feita por um sifão invertido, porém, mesmo assim, é preciso instalar uma válvula de regulagem sobre o tubo ou o sifão. Estes sifões somente podem descer a menos de 4 m abaixo da calandra (para um quádruplo-efeito), porém é mais seguro fazê-los mais compridos, sendo possível, de até 6 m (cf. p. 573). No caso da circulação Chapman (ver adiante), a altura do sifão pode ser medida a partir do espelho superior.

3. CIRCULAÇÃO CHAPMAN. — Este método (fig. 33.21) consiste simplesmente em fechar a abertura inferior do tudo central por uma espécie de funil, o qual forma o ponto de saída do caldo para o corpo seguinte. O úni-

co caldo que deixa o corpo é o caldo que cai no tubo central. Quando se procura dirigir o caldo, na entrada, para a parte inferior dos tubos da periferia da calandra, há a possibilidade de fazê-lo passar várias vezes pelos tubos, antes de chegar ao tubo central.

Este método deu excelentes resultados. Webre (Sp. and M., 9.ª ed., p. 139) assinala que teria obtido aumentos de capacidade de cerca de 25 a 50%, valores bastante superiores aos constatados por nós. Necessita apenas pequenas modificações fáceis de serem executadas na usina.

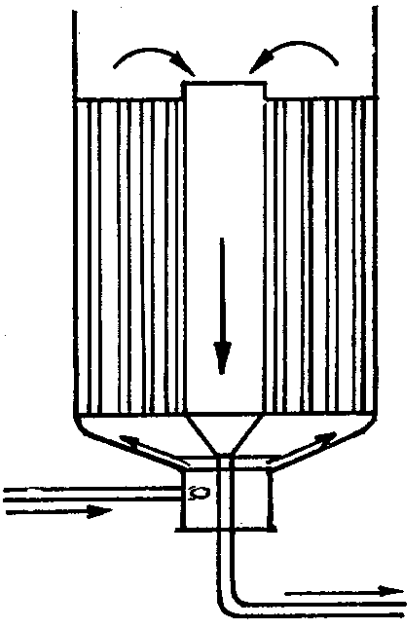


FIG. 33.21. — Circulação Chapman.

4. POR REGULADOR DE NÍVEL. — Antigamente, as válvulas colocadas nos tubos de conexão de caldo entre os corpos eram manipuladas pelo operário, que mantinha, desta maneira, o nível exigido nos corpos. Atualmente, este trabalho é evitado ligando-se esta válvula a um regulador de nível de caldo (figs. 33.22 e 23).

Realmente, é importante manter o nível em seu valor ótimo, porque a eficiência do corpo diminui rapidamente, acima ou abaixo deste valor. Ora, o operário é incapaz de conservar o nível em limites tão estreitos como os conse-

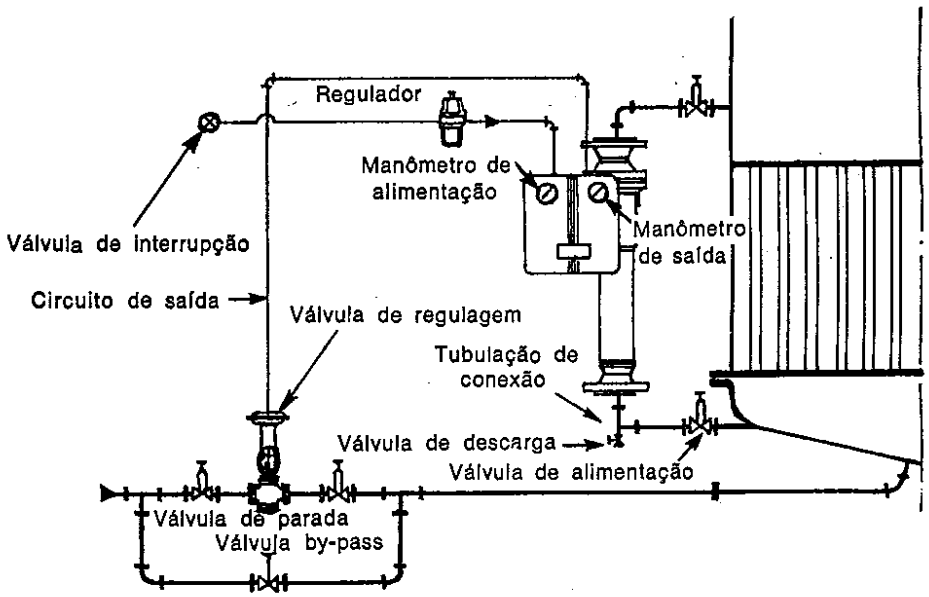


FIG. 33.22. — Corpos de múltiplo-efeito. Regulagem de nível.

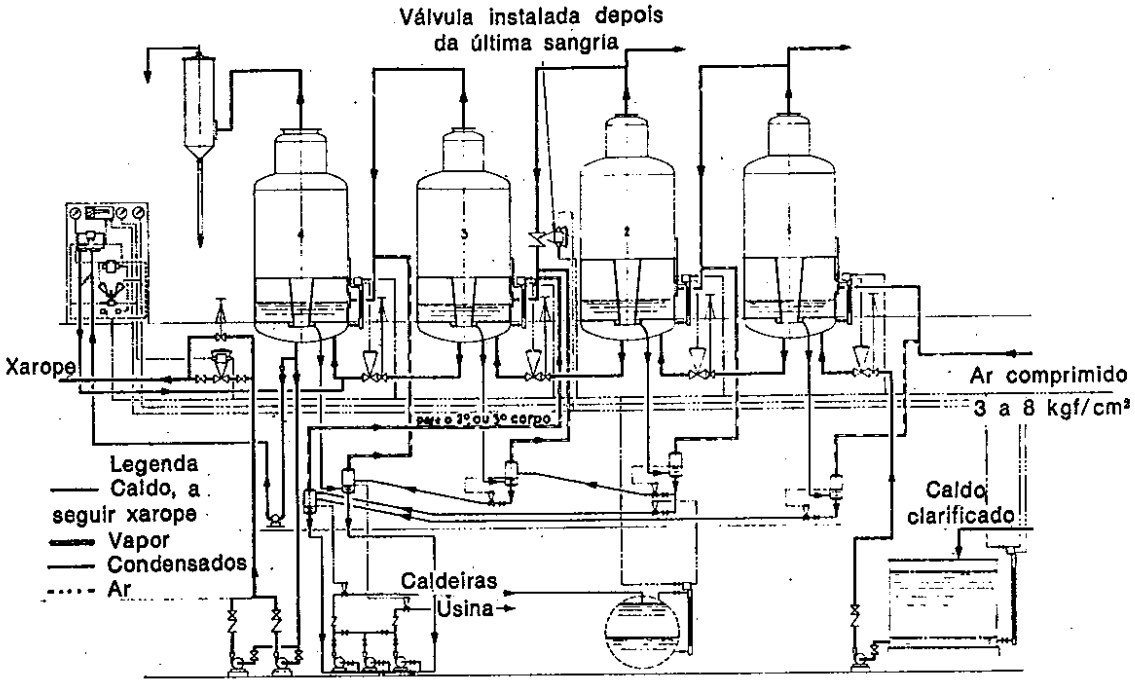


FIG. 33.23. — Regulagem dos níveis de caldo (Babcock-Atlantique).

guidos pelo regulador automático, que o mantém praticamente constante. Este aparelho permite dispensar completamente o operário.

Nível de caldo

Acabamos de assinalar a importância de se manter um nível ótimo do caldo nos corpos. Qual é este nível ótimo?

Se o nível do caldo é muito baixo, não pode chegar à parte superior dos tubos, quando ferve. Não há circulação de caldo nos tubos. Se o nível é demasiadamente alto, os tubos são submergidos: não há mais subida.

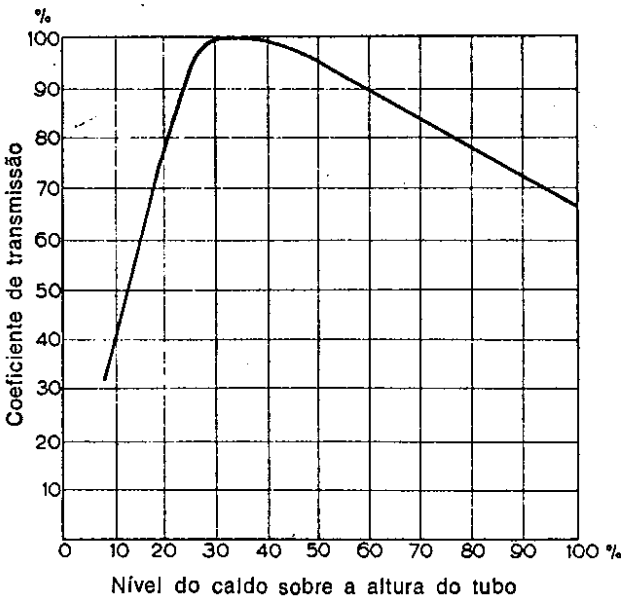


FIG. 33.24. — Variação do coeficiente de transmissão em função do nível, na calandra do caldo.

Experiências levaram Kerr a traçar o gráfico (fig. 33.24) que dá a variação do teor de evaporação ou do coeficiente de transmissão em função do nível hidrostático do caldo na calandra. Esta curva mostra um máximo muito nítido, produzido no momento em que o nível do caldo chega a 35% do comprimento do tubo, a partir da base. A transmissão de calor era máxima para os níveis compreendidos entre 30 e 40% da altura do tubo.

Muitas vezes, diz-se simplesmente que o nível ótimo a ser mantido corresponde a 1/3 da altura do tubo.

a) **Influência do comportamento dos tubos.** — Na realidade, esta curva é somente válida para os corpos de modelo antigo, com os quais foi estabelecida. Empregando corpos do modelo Kestner, ou corpos modernos com tubos compridos, este ótimo diminui até fixar-se em 15 a 20%, nos corpos Kestner com tubos muito compridos (7 m).

b) **Influência do diâmetro dos tubos.** — Hausbrand e Hirsch (p. 152) observam que este nível ótimo depende também do diâmetro dos tubos da calandra. Para tubos com pequeno diâmetro é mais baixo (por exemplo, 25%) do que para tubos com diâmetro grande (por exemplo, 30%), por causa do risco maior de formação de bolsas de vapor nos tubos pequenos.

c) **Influência da posição do corpo.** — Em Formosa (ISJ, 1956, p. 72), constatou-se que o nível ótimo era de: 40% no 1.º corpo, 25% no 2.º e 20% no 3.º e no 4.º corpos.

d) **Influência das inscrustações.** — O nível ótimo é mais baixo num corpo com tubos limpos. À medida que estes ficam com incrustações, é conveniente elevar o nível durante uma semana, de 15 a 25 ou de 20 a 30% do comprimento dos tubos, por exemplo.

Portanto, o nível ótimo varia entre 15 e 40% da altura dos tubos. Porém, o critério certo que deve guiar o operador é a ebulição do caldo no interior do corpo. Sabe-se que o nível ótimo é quase atingido quando o caldo jorra dos tubos sobre toda a superfície do espelho, molhando-o sem submergi-lo. O caldo deve cair novamente em volta de cada tubo e entrar imediatamente nos tubos vizinhos, que o projetam novamente.

REGULAGEM DO BRIX DO XAROPE

Para uma boa operação do cozimento e um bom esgotamento do melaço, é importante dispor dum xarope com Brix regular e constante. Senão, os cozinhadores ficariam desorientados e a regulagem dos aparelhos de orientação automática dos cozimentos exigiria demasiadas modificações.

Existem excelentes aparelhos que permitem obter um xarope com Brix constante. Esta regulagem é obtida pela recirculação, ou, ao contrário, pondo o xarope em "curto-circuito" entre os últimos corpos. Ela necessita dum múltiplo-efeito com uma capacidade superior à estritamente necessária, sem o que a tonelagem por hora da usina seria diminuída, ou o Brix seria mais baixo que o valor estabelecido para a regulagem.

Uma excelente solução é a do "Sistema combinado de regulagem", de Babcock e Wilcox. É formado por reguladores de nível, depois do tanque de

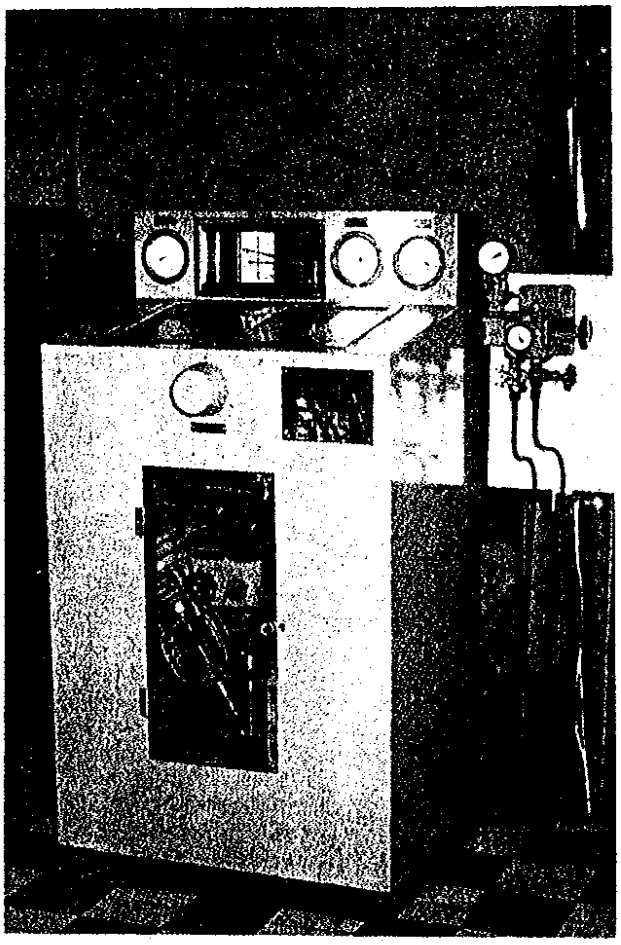


FIG. 33.25. — Armário de controle dos Brix e da evaporação (Babcock-Atlantique).

alimentação até o último corpo (fig. 33.23), ligados a um armário de controle do Brix e do coeficiente de evaporação (fig. 33.25). Os reguladores mantêm o nível ótimo em cada corpo; o regulador situado no tanque de alimentação fornece ao sistema combinado o impulso correspondente a este nível: quando o tanque está cheio, o sistema combinado abre completamente a válvula de vapor; quando está vazio, fecha-a. No armário de controle há uma proveta com flutuador, a qual mede o Brix do xarope e fornece um 2.º impulso: quando o Brix está alto demais, o sistema combinado abre a válvula de extração do xarope; quando está baixo demais, fecha-a. Os 2 impulsos exercem-se sobre a mesma engrenagem e o aparelho é regulado para assegurar a predominância de um dos 2 efeitos, nos casos extremos: se o Brix se tornar alto demais, provocará a vazão máxima de extração do xarope, mesmo que o nível do tanque precedente tenha tendência a reduzi-lo. Da mesma maneira, fornecerá a vazão máxima se o tanque precedente estiver prestes a transbordar, mesmo que o Brix esteja demasiadamente baixo nesse momento. Geralmente, porém, o coeficiente de evaporação varia de acordo com o nível do tanque precedente. Parafusos de regulagem permitem fixar o Brix no valor escolhido e ajustar a variação de vazão do xarope a uma certa faixa de variação do nível superior e do Brix. Assim, é possível fixar um Brix de 65 e mantê-lo entre 64 e 66. O impulso é fornecido por ar comprimido, cuja pressão é aumentada ou diminuída por meio de pequenos tubos mais ou menos obturados por lingüetas, submetidas à ação do flutuador do regulador de nível ou da proveta.

Geralmente, a válvula de vapor respectiva é colocada no tubo de vapor entre o penúltimo corpo e a calandra do último. Assim, as sangrias não são diretamente alteradas.

EXTRAÇÃO DO XAROPE

O xarope é extraído do último corpo por bomba ou por Michaëlis.

No caso da bomba centrífuga, as fendas estreitas dos rotores correm o perigo de se obturarem com os depósitos. Este inconveniente pode ser corrigido instalando a bomba de xarope e a bomba de água condensada de tal modo que as duas possam ser permutadas pela simples ação duma válvula. Alternando as bombas, o depósito formado durante o bombeamento do xarope é retirado. Evidentemente, este expediente somente pode ser empregado quando estas águas não são usadas para a alimentação das caldeiras.

ARRASTOS DE GOTÍCULAS

Durante a evaporação, a ebulição lança ao ambiente-vapor do corpo finas gotículas de caldo, algumas das quais são, na realidade, pequenas bolhas de vapor encerradas numa película de caldo, como bolhas de sabão. Portanto, estas gotículas são muito leves e a corrente de vapor as leva facilmente para o corpo seguinte, ou em direção ao vácuo.

Quanto maior for o vácuo, maior é o perigo. Portanto, os arrastos são mais temíveis no último corpo.

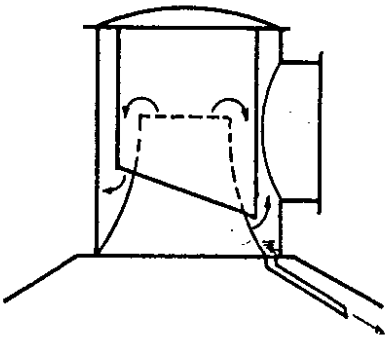


FIG. 33.26. — Separador clássico Fives-Lille Cail.

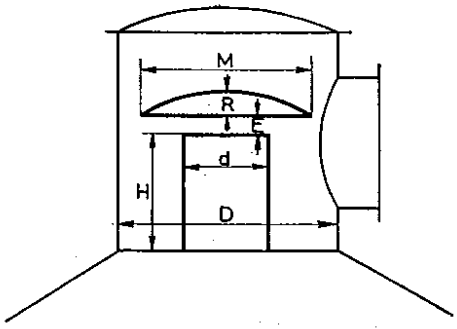


FIG. 33.27. — Separador guarda-chuva.

O risco aumenta também muito depressa quando a dimensão das gotículas diminui. Quando são relativamente grandes, um pequeno aumento da altura do corpo é suficiente para detê-las. Quando estão sob a forma de neblina, é muito mais difícil. Por isso, é preciso evitar o mais possível a formação desta neblina.

Para evitar estes arrastos, é indispensável munir os corpos dum aparelho separador. Geralmente, é instalado na parte superior do corpo e é chamado "separador". Baseia-se nos mesmos princípios que os aparelhos análogos, sendo sua finalidade separar as partículas sólidas ou líquidas contidas nos gases: mudanças bruscas de velocidade ou de direção, força centrífuga, impacto sobre uma parede ou um obstáculo, etc.

Anteriormente foram dados 4 métodos diferentes de separadores (figs. 33.26 a 29).

Para o separador "guarda-chuva", ou de Heckmann, são as seguintes as proporções aconselhadas em Queensland por Halpin (ISJ, 1935, p. 489):

$D = 1$	$R = 0{,}036$
$d = 0{,}29$	$E = 0{,}06$
$M = 0{,}36$	$H = 0{,}43$.

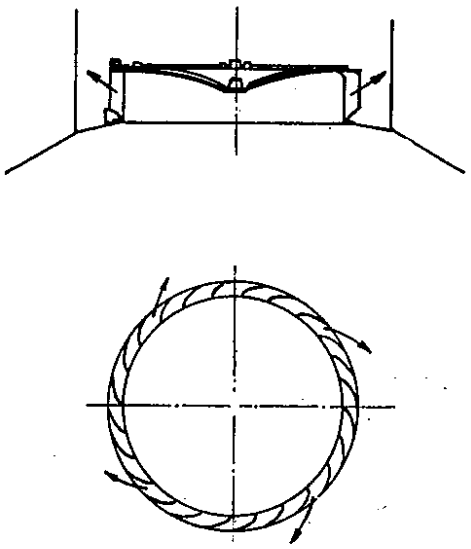


FIG. 33.28. — Separador centrífugo.

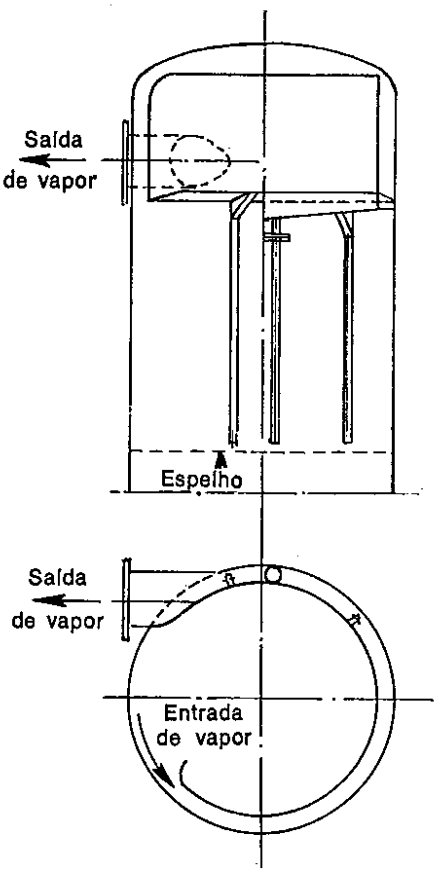


FIG. 33.29. — Separador de arrasto S.G.C. (Fives-Lille Cail).

Separadores de arrasto

Por causa do vácuo, os arrastos maiores são os que ocorrem no último corpo. Para interceptá-los antes que atinjam o condensador, instala-se um separador de arrasto na tubulação de vácuo. Geralmente (fig. 33.30), é um recipiente cilíndrico formado por um simples alargamento da tubulação e contendo grades que são constituídas por tubos de cobre ou aço, abertos em dois no sentido do comprimento e justapostos (fig. 33.31), levantados quase verticalmente, com a parte côncova virada para a corrente de vapor. O diâmetro destes tubos é de cerca de 20 a 40 mm e são separados por um espaço igual a cerca da metade de sua largura. Então,é necessário que a seção do separador de arrasto seja, no mínimo, o triplo e, preferivelmente, o quádruplo da seção da tubulação na qual é instalada. As gotículas arrastadas batem contra os tubos, aderem à parte côncova e

descem ao longo do tubo. O xarope recuperado é recolhido na parte de baixo do separador e enviado a uma garrafa de recuperação.

Como a eficiência duma grade é bem inferior a 100%, geralmente instalam-se várias grades seguidas, dando aos tubos uma pequena inclinação de alguns graus sobre a vertical, alternativamente à esquerda e à direita sobre as grades sucessivas (fig. 33.32), para opô-las. São necessárias um mínimo de 4 grades, preferivelmente 5.

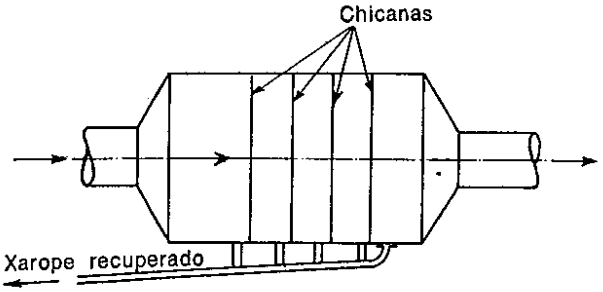


FIG. 33.30. — Separador de arrasto.

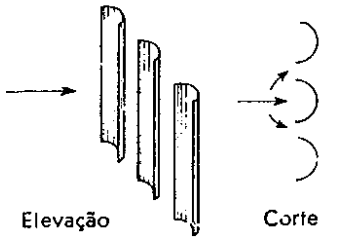


FIG. 33.31. — Tubos de grades de separador de arrasto.

Para completar a eficiência destes grandes separadores de arrasto, que ocupam bastante espaço, instala-se também, muitas vezes, nas tubulações de vácuo individuais dos cozedores e, sendo necessário, do múltiplo-efeito, um separador de arrasto baseado no mesmo princípio, porém relativamente chato no sentido do comprimento, chamado "em ás-de-ouros" (fig. 33.33), com uma seção quadrada, nos tubos inclinados à esquerda e à direita de 45°.

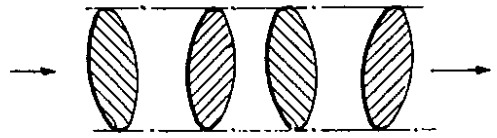


FIG. 33.32. — Disposição das grades sucessivas.

Existem vários outros modelos de separadores de arrasto.

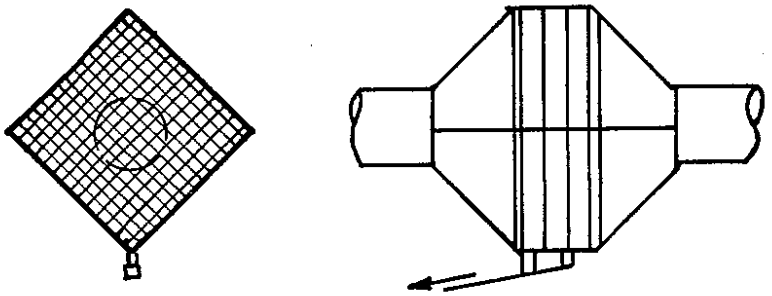


FIG. 33.33. — Separador de arrasto "em ás-de-ouros".

Telas eliminadoras

É possível ajudar os separadores instalando na parte superior do corpo uma tela com espessura de 10 a 15 cm, formada por fios de aço inoxidável, tran-

çados, como se fosse uma espécie de tela Liebermann (cf. p. 781), até obter uma camada com a espessura necessária. Esta tela é segurada entre duas grades de sustentação, feitas de ferros chatos e fixadas à parede. Intercepta as gotículas arrastadas, que se acumulam, reúnem, crescem e caem novamente no corpo sob a forma de gotas cujo tamanho impede o arrasto.

A eficiência destas telas é de cerca de 85% (S. y A., setembro 1958, p. 40). Ocasionam uma perda suplementar de cerca de 8 mm de altura de água, ou seja, cerca de 0,5 mm de mercúrio, portanto bastante pequena. Julga-se que se amortizam em 3 anos, porém ficam excessivamente sujas em uma só safra, são frágeis e dificilmente limpas de modo eficiente. É indispensável instalar, por cima destas telas, pulverizadores de soda e ácido, para assegurar uma limpeza química freqüente e o mais eficiente possível. Caso contrário, tornam-se rapidamente obstruídas e ineficientes, podendo até interromper o funcionamento do múltiplo-efeito.

Garrafa de recuperação

Faz-se passar o xarope recuperado no separador de arrasto num pequeno recipiente, munido de visores para se poder observar o seu interior. É chamado "garrafa de recuperação" (fig. 33.34).

Esta garrafa é ligada ao último corpo. Às vezes, permite-se que se encha; quando está cheia, fecha-se a válvula v_1 de chegada do xarope, abre-se a válvula v_3 de ligação com o corpo, como também a válvula v_2 de comunicação com a atmosfera. O xarope é aspirado para o corpo. Fecham-se imediatamente v_2 e v_3 e abre-se novamente v_1, esperando que a garrafa se encha de novo.

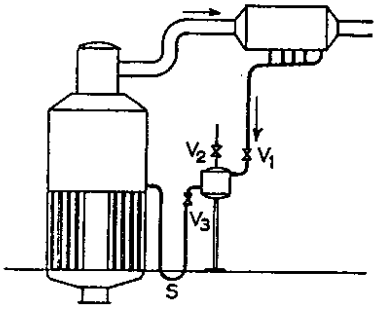


FIG. 33.34. — Garrafa de recuperação.

Este método apresenta o grande inconveniente dos operários se esquecerem freqüentemente de esvaziar a garrafa. Neste caso, o xarope recuperado é perdido, como se o separador de arrasto não existisse. É melhor interpor um pequeno sifão, *S*, entre a garrafa e o último corpo e deixar v_1 e v_3 sempre abertas, ou, ainda, suprimir todas as válvulas. O xarope escorre para o corpo por gravidade, de modo contínuo. Como a diferença de pressão entre o separador de arrasto e o último corpo é muito pequena, um sifão bem curto, com cerca de 1 m de concavidade, será suficiente.

Importância dos arrastos

Noël Deerr (p. 372) calcula que as perdas por arrastos podem chegar a 3% do caldo, num múltiplo-efeito sem separador de arrasto, ou redutor de velocidade, e que podem diminuir a menos de 0,1%, se estes aparelhos são perfeitamente instalados.

Prinsen Geerligs (CSAIM, p. 190) cita várias usinas em que as perdas indeterminadas eram altas e nas quais vários aperfeiçoamentos nos aparelhos de separação permitiram diminuí-las, em % de açúcar de cana:

de:	3,59%	4,55%	2,45%	3,39%	3,12%
a:	2,65 „	2,65 „	1,57 „	1,17 „	0,78 „

Medidas a serem tomadas contra os arrastos

Os melhores meios de diminuir os arrastos são:

a) Evitar que o vácuo chegue a um valor inutilmente exagerado. Contentar-se com 62 a 65 cm, valores que representam certas vantagens sob outros pontos de vista (cf. pp. 556 e 658).

b) Instalar a chegada do caldo no fundo do corpo, e não por cima do espelho superior, onde provoca salpicos, podendo até pulverizar-se em neblina.

c) Evitar operar o múltiplo-efeito além de sua capacidade normal (cf. p. 558).

d) Evitar deixar subir o nível de caldo muito acima do nível ótimo.

e) Munir os corpos de redutores de velocidade e a tubulação de vácuo dum separador de arrasto eficientes.

f) Não esquecer, entretanto, que o melhor redutor de velocidade é um corpo alto: o corpo do vaso deve ter, acima do espelho superior da calandra, no mínimo 2 vezes a altura desta, preferivelmente 2 1/2 vezes.

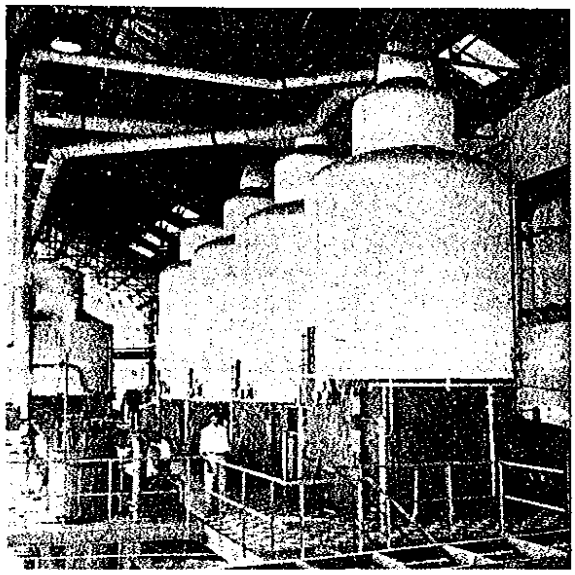


FIG. 33.35. — Quádruplo-efeito, modelo H.I.W., construção Babcock-Atlantique.

PERDAS POR INVERSÃO

Quando o caldo chega a uma temperatura elevada, o açúcar contido é submetido a uma decomposição por inversão, tanto mais significativa quanto mais elevadas forem a temperatura e a acidez.

Sob o ponto de vista da temperatura, a inversão agrava-se rapidamente acima de 100°C, fica proibitiva acima de 125-130°C. Estabelecendo o teor de inversão a 100°C como 100, Honig (IX C. ISSCT, p. 586) fornece o seguinte quadro:

QUADRO 33.10

Temperatura (°C)	120	110	107	105	100	98	96	94	92	90	85	80	75	70	65	60	55
Teor de inversão	523	257	200	167	100	85	72	60,5	50,6	41,5	24,5	15,7	8,5	4,9	2,9	1,7	1

Temperatura (°C)	50	45	40	25
Teor de inversão	0,47	0,25	0,13	0,02

Sob o ponto de vista da acidez, aumenta principalmente acima de *p*H = 6,5.

Segue o quadro de Stadler (quadro 33.11), o qual fornece as quantidades de açúcar invertidas para as temperaturas e os *p*H mais comuns:

QUADRO 33.11

Quadro de Stadler

Porcentagem de sacarose invertida por hora

*p*H		6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0
Temperatura	50° C	0,0010	0,00063	0,0004	0,00025	0,00016	0,00010
	60	0,0035	0,0022	0,0014	0,00088	0,00056	0,00035
	70	0,011	0,007	0,0044	0,0026	0,0018	0,0011
	80	0,033	0,021	0,013	0,0083	0,0052	0,0033
	85	0,053	0,034	0,022	0,013	0,0084	0,0053
	90	0,089	0,056	0,035	0,022	0,014	0,0089
	95	0,14	0,088	0,055	0,035	0,022	0,014
	100	0,21	0,13	0,084	0,053	0,034	0,021
	105	0,35	0,22	0,14	0,088	0,056	0,035
	110	0,54	0,34	0,22	0,14	0,086	0,054
	120	1,1	0,70	0,44	0,28	0,18	0,11

Este quadro pode ser extrapolado facilmente, observando que as colunas com a mesma decimal de *p*H se deduzem, umas das outras, com o simples deslocamento da vírgula de uma casa. Por exemplo, a 100°C a porcentagem de sacarose invertida por hora será:

com *p*H = 5,0	2,12 %	com *p*H = 4,8	3,37 %
„ „ = 6,0	0,21 „	„ „ = 5,8	0,34 „
„ „ = 7,0	0,021 „	„ „ = 6,8	0,034 „

Assim, também, para *p*H = 7,2, será 0,013, porque, para *p*H = 6,2, é 0,13.

Para um quádruplo-efeito clássico, com o 1.° corpo aquecido pelo vapor a 112°C, Claassen avalia (PG, CSAIM, p. 187) as perdas de sacarose por inversão em:

1.º corpo	0,020%	da	sacarose	do	caldo	
2.º „	0,015 „	„	„	„	„	
3.º „	0,010 „	„	„	„	„	
4.º „	0,005 „	„	„	„	„	

ou seja, cerca de 0,007% de cana.

CONTROLE DAS PERDAS POR INVERSÃO

O método geralmente utilizado, na fabricação do açúcar de cana, para descobrir as perdas por inversão durante a evaporação, consiste em acompanhar o coeficiente de glucose do caldo. Com esta expressão denomina-se a relação dos redutores com o açúcar (geralmente com a polarização), no caldo. Esta relação deve diminuir um pouco entre o caldo clarificado e o xarope. Pieter Honig (PST, Vol. III, p. 106) calcula a diferença normal em cerca de 4% (3,12 a 3, por exemplo). Se este quociente aumenta, ou não varia, há a possibilidade de ocorrência de perda por inversão, durante a evaporação. Neste caso, o motivo é a temperatura alta demais no 1.º corpo, ou a permanência demasiadamente prolongada do caldo (por curto-circuito duma parte entre a entrada e a saída do corpo, geralmente), ou, ainda, um *p*H baixo demais.

De acordo com Honig, a queda normal do *p*H entre o caldo clarificado e o xarope é de 0,3 e não deve ultrapassar 0,5. Por exemplo, obtém-se 6,9 no caldo clarificado e 6,5 no xarope.

Sempre de acordo com Honig, as perdas normais por inversão durante a evaporação não deveriam ultrapassar 0,2% do açúcar, no máximo.

Aliás, é conveniente acompanhar o quociente de glucose durante toda a fabricação. Com efeito, não se deve esquecer que qualquer perda de glucose se traduz por uma perda de sacarose, porque no melaço uma substitui mais ou menos completamente a outra. De maneira muito aproximada, pode-se calcular que 4 de redutores liberam 1 de sacarose. Ora, se a sacarose é destruída numa temperatura elevada e um *p*H fraco, a glucose é destruída em temperatura e *p*H altos. Portanto, é preciso adotar um compromisso para o *p*H e é conveniente evitar ficar durante um tempo demasiado acima de *p*H = 8,5, como também abaixo de *p*H = 6,5, e isto principalmente nas temperaturas elevadas.

PERDAS DE CALOR

Assim como nos aquecedores, a utilização do calor proveniente do vapor de aquecimento num corpo de múltiplo-efeito não poderia ser de 100%. Uma parte sempre é perdida na atmosfera do ambiente por irradiação e convecção.

Para os vários corpos dum múltiplo-efeito em que os corpos são isolados mas não os tubos de conexão, Tromp (p. 427) calcula a perda de calor em 3 a 10% do calor trocado no corpo.

Noël Deerr (p. 338) avalia a perda por irradiação e convecção, tratando-se dum quádruplo, em cerca de 40 kg de vapor por TC. Como a perda real corresponde apenas ao vapor fornecido ao 1.º corpo, isto significa:

a) 10 kg de vapor por TC, quando o quádruplo é largamente suficiente e concentra, assim mesmo, o xarope no grau exigido;

b) 40 kg de vapor por TC, quando a capacidade do quádruplo é exata demais, porque, neste caso, a perda diminui a concentração do xarope na mesma medida e deve ser compensada integralmente com um consumo de vapor correspondente, em simples efeito, nos cozedores.

Muitas vezes, os múltiplos-efeitos são isolados com ripas de madeira envolvendo as partes cilíndricas do corpo, do separador de arrasto e dos tubos. O fundo, o domo, a parte superior do separador de arrasto e as curvas dos tubos ficam sem proteção. Neste caso, pode-se calcular uma perda de aproximadamente 5% do calor trocado, em cada corpo.

Os múltiplos-efeitos modernos são inteiramente isolados com um isolamento em pó ou pasta; neste caso, calcula-se uma perda de cerca de 2%.

Sandera (Tromp, p. 427) encontrou uma perda de 83 kcal por hora e por m² de superfície exposta dum evaporador, revestido com uma camada isolante de 6 cm de espessura, para uma queda de temperatura de 52°C entre o vapor vegetal e o ambiente. Ou seja, uma perda aproximada de 1,6 kcal/m²/h/grau de queda.

QUADRO 33.12

Perda de calor num múltiplo-efeito % do vapor fornecido ao 1.º corpo

	Aparelho sem revestimento	*Isolado parcialmente*	*Isolado inteiramente*
Duplo-efeito	1,06	0,46	0,26
Triplo-efeito	4,20	2,07	1,05
Quádruplo-efeito	9,80	5,00	2,70

É aconselhável (Sp. and M., 9.ª ed., p. 167) pintar todas as superfícies com tinta de alumínio: diminui as perdas de 10 a 20%, quer o aparelho ou o tubo esteja isolado ou não. Existe uma tinta de alumínio antiferruginosa.

Porém, o que importa é calcular a perda de calor em relação ao vapor fornecido ao 1.º corpo. De acordo com Webre (p. 235), Kerr fornece as seguintes estimativas da perda de calor ocorrida num múltiplo-efeito, calculada em % do vapor fornecido ao 1.º corpo.

Devem-se reter os valores de 5% para o quádruplo parcialmente isolado e de 2,70% para o quádruplo inteiramente isolado.

Influência da posição do corpo. — Numa primeira estimativa, pode-se supor que a perda de calor num corpo seja proporcional à diferença de temperatura entre o corpo e o ambiente. Portanto, num múltiplo-efeito a perda de calor será maior no 1.º corpo do que no 2.º, no 2.º do que no 3.º, e assim por diante.

Por outro lado, uma perda de calor no 1.º corpo diminui a evaporação no 2.º, porque é o vapor vindo do 1.º corpo que aquece o 2.º, e, portanto, no 3.º, e assim por diante. Com outras palavras, as perdas de calor ocorridas no 1.º corpo, incluindo o ambiente-vapor e a calandra seguinte, fazem-se sentir no 2.º

corpo e repercutem nos outros. Portanto, devem ser multiplicados por $(n-1)$, sendo o número de efeitos n. As perdas do 2.º corpo, por $(n-2)$, e assim por diante. As perdas do último corpo não exercem influência, porque seu vapor vai ao condensador.

Toma-se, por exemplo, um quádruplo cujas temperaturas são:

		Diferença de temperatura com o ambiente
Vapor de escape	= 112ºC	—
„ do 1.º corpo	= 104 „	74ºC
„ „ 2.º „	= 94 „	64 „
„ „ 3.º „	= 80 „	50 „
„ „ 4.º „	= 55 „	25 „

No 1.º corpo, as perdas de calor serão 1,5 vezes maiores do que no 3.º, com superfície igual e isolamento similar.

Por outro lado, a perda do 1.º corpo ocorrerá 3 vezes, a perda do 2.º, 2 vezes, a perda do 3.º, uma só vez.

As perdas por irradiação e convecção em cada corpo terão os seguintes valores aproximados:

1.º corpo	$74 \times 3 = 222$	ou, aproximadamente,	9
2.º „	$64 \times 2 = 128$	„	„	5
3.º „	$50 \times 1 = 50$	„	„	2
4.º „	$25 \times 0 = 0$	„	„	0

Observa-se, imediatamente, a importância do isolamento dos primeiros corpos e dos cuidados necessários para um bom isolamento.

Por outro lado, o isolamento do último corpo é perfeitamente dispensável. Entretanto, por um motivo de estética, recebe o mesmo revestimento externo que os outros, porém com espessura mínima.

É conveniente empregar no 1.º corpo não somente as ripas de madeira, antigamente clássicas, mas muni-lo dum isolamento completo, o qual pode ser coberto, em seguida, com as mesmas ripas que os corpos seguintes, para os quais este método é suficiente.

INCRUSTAÇÕES

Durante o seu trabalho, os tubos dum múltiplo-efeito sujam-se de duas maneiras:

a) Externamente, forma-se um depósito de óleo, causado pelo vapor.

b) Internamente, formam-se incrustações, provenientes do caldo.

A. Depósito externo de óleo

Este depósito, proveniente do óleo arrastado pelo vapor de escape, é, evidentemente, apenas encontrado no 1.º corpo. Ocorre apenas nas usinas que

trabalham ainda com máquinas a vapor, principalmente se estas são lubrificadas por pulverização de óleo no vapor de admissão. Para evitar este depósito preto ou marrom de graxa, ou para diminuir bastante suas proporções, é conveniente instalar um separador de óleo no trajeto do vapor, entre o balão de escape e o 1.º corpo.

Este depósito prejudica a transmissão do calor no corpo. Durante a entressafra. este depósito pode ser retirado, utilizando na calandra produtos diferentes:

a) Um ácido muito diluído, por exemplo, HCl a 0,25%.

b) Melaço diluído a 20º Brix (ISJ, junho 1951, p. 157), o qual fermentará lentamente e será esvaziado gota por gota, calculando a vazão de tal maneira que o esvaziamento dure cerca de um mês.

c) Água recoberta com uma camada de alguns milímetros de petróleo e que será esvaziada da mesma maneira, gota por gota, para que o petróleo limpe lentamente todo o comprimento dos tubos.

d) Após encher a calandra até a metade com água (ISJ, 1959, p. 185), coloca-se essência de terebentina para obter uma camada de 10 cm (ou então uma proporção de 200 kg por 1 000 m² de superfície de aquecimento). Em seguida, faz-se subir e descer 10 a 15 vezes o nível do líquido, para que a terebentina limpe todo o comprimento dos tubos.

e) Soda cáustica, que ferverá por meio de circulação de vapor, em vez de caldo (ISJ, setembro 1970, p. 278). Este método parece ter dado excelentes resultados na Índia.

B. **Incrustações**

O depósito pior é formado pelas incrustações internas.

Origem. — Provêm de:

a) Matérias em suspensão no caldo, mal separadas por uma defecação e uma filtração deficientes. Estas matérias depositam-se, principalmente, no 1.º corpo.

b) Não-açúcares em solução, que se tornam insolúveis à medida que o caldo se concentra. Estes depósitos encontram-se sobretudo nos últimos corpos.

Quantidades. — Em média, pode-se calcular 200 a 800 g de incrustações, consideradas em matérias secas por m² de superfície de aquecimento; aproximadamente, 500 g/m² (Cuba Azucar, julho-agosto 1968, p. 57). Ou: 10 a 50 g/TC.

Distribuição. — Sua distribuição nos tubos do vaso depende, principalmente, da velocidade de circulação ou do estado de turbulência do líquido: os depósitos formam-se onde a massa é calma e a velocidade de circulação baixa. A espessura média é de 0,1 a 0,5 mm.

Composição. — As incrustações são, principalmente, formadas de:

a) Sais de cal: fosfato, sulfato, oxalato, carbonato de Ca. Os fosfatos diminuem, enquanto os sulfatos aumentam, do 1.º ao último corpo (26.º C. QSSCT, p. 51).

b) Óxidos metálicos: de magnésia, de alumínio e de ferro.

c) Silício, que aumenta com a posição do corpo e forma a maior parte do depósito do último corpo.

Além destes, encontram-se sulfitos nas usinas com sulfitação. Podem formar até 30% das incrustações, quando a acidez do caldo faz descer o *p*H a menos de 6,7. São reduzidos efetuando a defecação num meio levemente alcalino (*p*H = 7,2) e evitando a queda da temperatura entre a sulfitação e a evaporação.

Nas usinas com defecação, a proporção de fosfato de Ca pode, por sua vez, exceder 1/3.

Nas usinas com carbonatação, é o oxalato de Ca que predomina. Porém, está sempre presente, mesmo que o ácido oxálico não seja encontrado nos caldos: Prinsen Geerligs demonstrou (ISJ, 1940, p. 419) que era causado pela oxidação do ácido glicólico do caldo a alta temperatura.

As incrustações sulfatadas são as mais duras. As silicosas são porosas, por isso são as mais moles, porém, às vezes, podem ser compactas e duras.

Coeficiente de condutibilidade. — Experiências efetuadas em Queensland (ISJ, outubro 1955, p. 381) forneceram como coeficiente médio de condutibilidade do calor, para as incrustações nos aparelhos de evaporação, 0,45 kcal/m²/ºC/h/m.

Distribuição. — As incrustações são muito mais grossas na parte inferior dos tubos, onde o caldo é relativamente calmo, que na parte superior, onde jorra. Por isso, ao verificar a limpeza dum corpo, não é suficiente olhar a parte de cima dos tubos. É preciso descer uma lâmpada até o fundo, pelo tubo central, e olhar de cima, para, então, verificar o estado dos tubos na parte inferior.

Aliás, é preciso desconfiar de seu aspecto. Conhecemos o caso duma usina que limpava o múltiplo-efeito com o desincrustador elétrico. Os tubos eram polidos e brilhantes e, no entanto, o aparelho funcionava muito mal. Ao investigar de mais perto, percebeu-se que os tubos continham um revestimento interno de incrustações muito duras, parecidas com a ágata polida. Quando se substitui um tubo, é útil abri-lo de vez em quando, acompanhando as geratrizes, e olhar sua seção de perto.

Proporções relativas nos corpos. — Na fabricação de açúcar de beterraba, Quillard (p. 362) calcula que as incrustações reduzem a transmissão de calor nos corpos em proporções crescentes com a posição do corpo. Para levá-las em conta, propõe os seguintes coeficientes de majoração, relativos a um quádruplo, para serem aplicados às superfícies respectivas dos corpos:

Pré-evaporador	1,10, ou seja,	+ 10%
1.º corpo	1,25 „ „	+ 25 „
2.º „	1,30 „ „	+ 30 „
3.º „	1,35 „ „	+ 35 „
4.º „	1,40 „ „	+ 40 „

Estas proporções representam igualmente, de modo bastante aproximado, a importância relativa das incrustações nos vários corpos correspondentes, na fabricação do açúcar de cana. Em Cuba (Cuba Azucar, julho-agosto 1968, p. 59), em um quádruplo-efeito, encontrou-se em média, respectivamente do 1.º ao 4.º corpos: 32, 14, 13 e 41% do peso total, considerado em matérias secas.

Influência do funcionamento da evaporação. — Além do controle do eventual excesso de cal na calagem e da utilização de magnésia (cf. p. 482), não se pode fazer muita coisa contra as incrustações. Sabe-se, porém, que elas se depõem mais rápida e abundantemente à medida que o trabalho da evaporação é mais lento. Portanto, é preciso esforçar-se para manter um andamento acelerado e um coeficiente de evaporação alto. Donde vem a vantagem, algumas vezes observada, dos Kestner (cf. p. 661). Pelo mesmo motivo, convém manter num mínimo o volume de caldo em percurso no corpo (cf. p. 584).

LIMPEZA DOS CORPOS

As incrustações formam-se rapidamente e são a causa da parada semanal, mais ou menos prolongada, para limpar os corpos.

Certas usinas, onde a clarificação é muito boa e o múltiplo-efeito bastante amplo, efetuam uma limpeza apenas a cada 15 dias. Conhecemos o caso duma usina que possui um Kestner como 1.º corpo, com 450 m², sem sangria, seguido dum corpo de 350 m², a qual procede à limpeza apenas durante a entressafra. Isto significa uma simplificação e uma economia consideráveis, que, infelizmente, não podem ser garantidas de antemão.

A limpeza é efetuada de duas maneiras:

a) Mecanicamente, com desincrustadores;

b) Quimicamente, passando soda e/ou ácido.

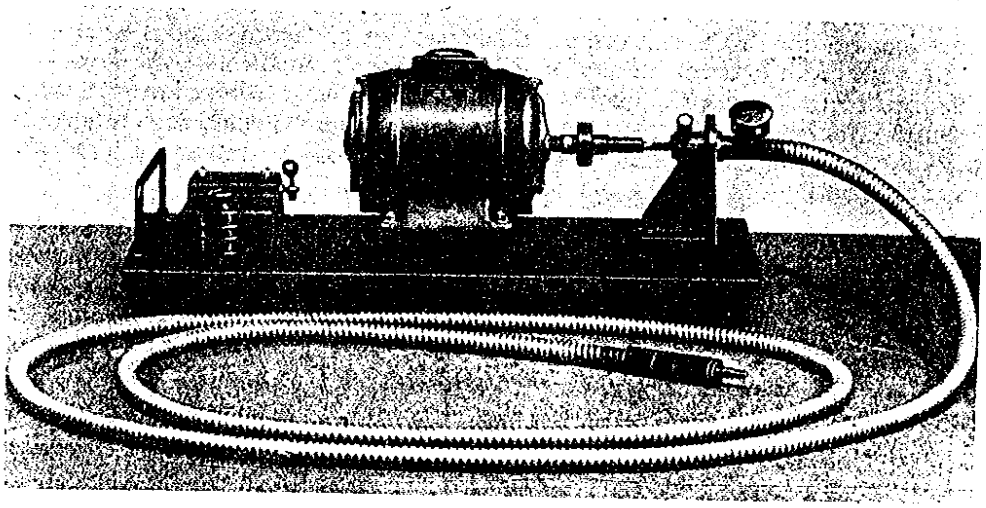


FIG. 33.36. — Desincrustador mecânico. Motor e chicote (Siros).

A. Limpeza mecânica

A limpeza mecânica é efetuada com desincrustador elétrico. É um pequeno aparelho (fig. 33.36) contendo um motor elétrico, que pode ser ligado nas tomadas instaladas perto dos corpos. Este motor fornece um movimento de rotação rápido a um cabo flexível de aço com vários metros de comprimento, fechado num invólucro protetor e terminando numa ferramenta com moletas (fig. 33.37). As moletas são soltas sobre seu eixo. A força centrífuga as lança contra a parede do tubo, o que permite a uma mesma ferramenta limpar tubos com diâmetro bastante irregular.

Geralmente, duas passagens em cada tubo, de cima para baixo e de baixo para cima, são suficientes. É conveniente parar a limpeza, quando o tubo está praticamente limpo, senão o próprio metal seria desgastado. É interessante executar a limpeza depois de ter enchido o corpo com água até a parte de cima dos tubos.

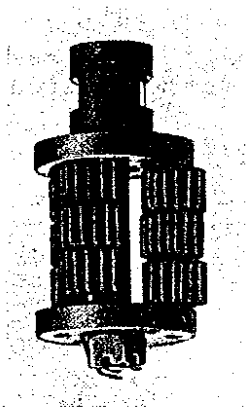


FIG. 33.37. — Ferramenta com moletas de desinscrustador.

Um operário limpa por hora cerca de 50 a 100 tubos, com comprimento normal de 1,50 a 2 m. Entretanto, tratando-se de incrustações duras e aderentes, a velocidade aconselhada para passar a ferramenta no tubo é de cerca de 7 a 8 dm/min, o que significa a limpeza de cerca de 12 tubos por homem/hora. A velocidade ótima de rotação da ferramenta é de cerca de 3 500 a 4 500 rpm, para os diâmetros de tubos comuns.

Inconveniente. — A limpeza mecânica é desagradável e a mão-de-obra cara. Desgasta os tubos, dos quais desprende pequenos pedaços de metal.

Voltagem. — A legislação francesa proíbe o emprego de corrente de voltagem superior a 24 volts num aparelho metálico fechado onde trabalham operários. Portanto, na proximidade do múltiplo-efeito deve existir um pequeno transformador e material a baixa voltagem.

Existem também desincrustadores a ar comprimido, que necessitam um compressor relativamente forte, mas que funcionam bastante bem.

B. Limpeza química

Este método consiste em fazer ferver uma solução de NaOH ou HCl no corpo. As receitas variam muito: quase sempre se emprega a soda, às vezes a soda e o ácido, sucessivamente.

A soda dissolve principalmente os oxalatos, os sulfatos e os silicatos. O ácido clorídrico dissolve sobretudo os carbonatos, os sulfitos e os fosfatos.

Algumas vezes a soda é empregada a 30 ou 32° Baumé. Na Índia (FAS, setembro 1945, p. 45), é usada até a 40° Baumé. As variações vão ainda de 27° Baumé (=50° Brix) (ISJ, 1946, p. 250) até 12-14° Baumé, 8-9° Baumé e mesmo 5° Baumé.

Com o HCl não se ultrapassa nunca 3%. Geralmente, é empregado numa solução, a 1%, a 0,5% ou ainda a 0,25%.

Em Java (FAS, 1932, p. 403), fazia-se ferver primeiramente uma solução de 2 a 5% de soda cáustica, seguida por uma solução a 0,25% de HCl, e afirmava-se que as soluções mais concentradas não davam os melhores resultados. Entretanto, na Austrália (26.º C. QSSCT, p. 52) constatou-se que o tempo necessário para obter um resultado dependia da concentração: 60 minutos para 2%, 105 minutos para 1,5%, 180 minutos para 1%; abaixo de 1% a ação se tornava muito fraca.

Além disso (SRIM, Techn. Rep. 52, abril 1959), a concentração diminui muito rapidamente durante a fervura com HCl, por causa da soda retida nas incrustações e das reações (2,7 a 1,6%, por exemplo, nos 10 primeiros minutos), e aconselha-se começar com 2,5%. Pelo mesmo motivo, é necessário ferver o corpo cuidadosamente com água, após o uso da soda, como também após o uso do ácido. Se os tubos são de latão, o desgaste é pequeno; sendo de aço, o desgaste é considerável e, nos dois casos, é aconselhável acrescentar à solução 5% de melaço, um excelente inibidor. Não se deve esquecer que o ácido comercial contém apenas 30% de HCl: portanto, é suficiente diluir 250 litros de ácido até chegar a 3 000 litros com a água. Após a lavagem, as incrustações caem por si mesmas, se bem que, às vezes, seja necessário ajudar com um jato de água.

O HCl poderia ser substituído pelo "Versena", diluído a 3,5%; os resultados também seriam muito bons, porém o custo do produto e de sua regeneração o torna proibitivo.

Fives-Lille Cail aconselha o uso da soda, a 30 ou 32º Baumé, durante 3 horas e o do HCl durante 1 hora.

Spengler (FAS, agosto 1942, p. 34) aconselha a ordem inversa:

1.º Passagem com HCl (solução a 1%).

2.º Enxaguar com água.

3.º Passagem com NaOH (solução a 8%).

Às vezes acrescentam-se outros produtos. Em Trindade (ISJ, 1946, p. 251), acrescenta-se NaCl, numa proporção de 1 kg por 100 litros, à solução de soda a 50º Brix (27º Baumé). Na Louisiana, acredita-se que a melhor limpeza é obtida com uma mistura de 60 a 75% de NaOH e 40 a 25% de CO_3NA_2 (ISJ, 1941, p. 288). Portanto, gasta-se por TC:

55 a 100 g desta mistura

100 a 150 g de HCl.

Honig (PST, Vol. III, p. 185) aconselha substituir o HCl pelo ácido sulfâmico, mais fácil de ser manipulado, cuja corrosividade não é superior e que é tão eficiente quanto o HCl.

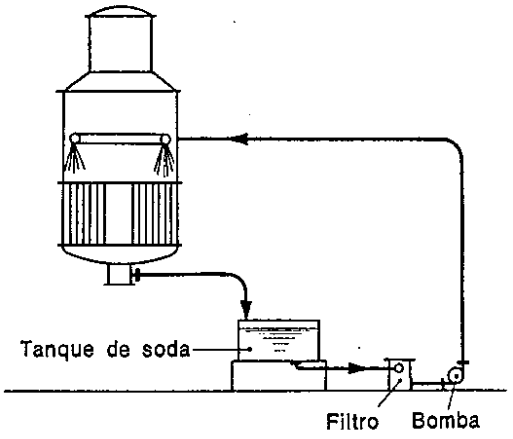


FIG. 33.38. — Lavagem por aspersão.

Em Bourbon, onde as incrustações, geralmente, não são demasiado resistentes, uma passagem com soda é, muitas vezes, suficiente e o consumo anual é de apenas 12 a 50 g de soda por TC.

Em Cuba (Cuba Azucar, julho-agosto 1968, p. 70), acredita-se que a limpeza apenas com soda é bem melhor que a limpeza com ácido e soda em seguida. Neste caso, a soda deve ser concentrada a 30-40%, a uma temperatura de 120°C e com duração de 3 horas. Calculam-se 0,5 l/min de circulação da solução por m^2 de superfície de aquecimento e um volume total de solução a ser recirculada de 2 l/m^2.

É difícil aconselhar um determinado método, porque as incrustações variam muito dum país ao outro. É preciso experimentá-los, para chegar a uma conclusão. Quando os silicatos no último corpo são especialmente resistentes, convém utilizar a mistura da Louisiana, isto é, substituir a soda por uma mistura de 70% de soda com 30% de carbonato de soda.

A duração deve ser calculada em 3 a 4 horas, para a passagem com a soda (TSJ, novembro 1963, p. 16), e em cerca de 1 hora, para a passagem com o ácido. Contando o tempo de enxaguar e mais o tempo perdido, 5 horas deveriam ser suficientes.

É conveniente que a lavagem se processe por aspersão, e não por banho, para economizar a solução. Neste caso, é distribuída com um tubo perfurado (fig. 33.38).

O aquecimento efetua-se, geralmente, no corpo, abrindo um pouco o vapor. Tromp (p. 420) prefere o aquecimento com uma serpentina especial e aconselha fechar a válvula de vácuo e as válvulas de gases incondensáveis e expulsar para a atmosfera os gases formados no corpo, para evitar qualquer corrosão na calandra seguinte. Também não se deve nunca entrar num corpo onde se acabou de ferver ácido levando uma lâmpada de chama aberta, porque pode ter havido a formação de gases explosivos (p. 427).

Após enxaguar com água, abre-se sempre o vapor na calandra: as incrustações amolecidas secam, racham e caem no último corpo. Nos outros 3 são retiradas facilmente com uma escova.

A operação é terminada com uma limpeza do fundo do aparelho, retirando o "pequeno fundo" central.

As soluções são conservadas em tanques (ferro fundido para o HCl). A solução de soda é regenerada, acrescentando-se novamente o produto até chegar à concentração desejada. Assim, pode servir uma dezena de vezes. O HCl, pelo contrário, perde rapidamente sua eficiência e serve apenas uma vez. Honig (PST, Vol. III, p. 197) aconselha controlar seu *p*H, que deve ser inferior a 3 antes da operação e não passar de 5,5 durante sua execução. Para manipular esta solução aconselha-se, também, o emprego de tubulação de cloreto polivinílico.

Inibidores. — A adição de 5% de melaço à solução de ácido utilizada reduz, numa proporção de 20 a 40 por l, a perda de metal, ocasionada pelo ataque dos tubos pelo ácido, no caso dos tubos de aço (26.° C. QSSCT, p. 53). Com tubos de latão esta perda é bem menor. Certas usinas empregam formol numa proporção de 6 litros % kg de HCl.

Prevenção das incrustações

Existem dois métodos com o objetivo de evitar, ou, mais exatamente, diminuir as incrustações. São:

a) Os aparelhos de ionização.

b) Os aditivos.

A. **Aparelhos de ionização.** — Há dois, um de fabricação belga, o "CEPI", o outro de fabricação inglesa, o "Superstat". Consistem num tubo ligado ao tubo de caldo alcalinizado que vai aos aquecedores. Este tubo é envolvido por um solenóide, percorrido por uma corrente elétrica. As moléculas de sais minerais dissolvidas no caldo, depois de ionizadas, tendem a afastar-se das paredes das superfícies de troca, sem formar depósitos. Um dos aparelhos produz um campo elétrico, o outro um campo magnético. Estes aparelhos aparentemente não deram bons resultados e são pouco difundidos. Aconselhava-se (S. y A., dezembro 1957, p. 36) instalá-los em posição vertical e limpá-los anualmente com uma solução de HCl a 5%, para retirar as partículas de ferro, aderentes ao ímã e que diminuem sua eficiência.

B. **Aditivos.** — Empregam-se:

a) O tetra-fosfo-glucosato de cal. Evita uma grande parte dos depósitos no múltiplo-efeito. É colocado na saída do clarificador, dissolvido na água, numa proporção de 60 g por litro, empregando-se 5 a 10 g por TC (ISJ, novembro 1948, p. 300). Outras dosagens aconselhadas são:

Em Cuba (FAS, março 1950, p. 60): dissolver 58 kg em 100 litros de água quente do condensador; colocar 80 cm³ por TC no caldo que vai ao pré-evaporador e a mesma quantidade no xarope pouco concentrado que vai ao 4.º corpo. A usina relatava excelentes resultados com este sistema.

Em Laupahoehoe (FAS, setembro 1950, p. 46): empregar 18 g por TC. Dissolver 2 400 g em 100 litros de água, esperar 8 horas, depois acrescentar ao caldo clarificado por um pequeno tubo de cobre de 3 mm, com um registro para regular o escoamento. Também dava excelentes resultados.

b) A firma "Wright Chemical Corp." fornece um produto análogo, com o nome de Wrikorg. C. Knox (ISJ, dezembro 1949, p. 340) aconselha as seguintes proporções:

1.º corpo	100 g por 100 TC
2.º „	200 „ „ „ „
3.º „	200 „ „ „ „
4.º „	300 „ „ „ „
ou seja, um total de:	800 g por 100 TC

Muitas vezes, porém (ISJ, abril 1951, p. 106), isto não dispensou a limpeza química e nem o desincrustador.

c) A firma "E. F. Drew and Co." fabrica um polifosfato de sódio, o "APA-M", com o mesmo fim. Apenas soubemos de seu emprego (ISJ, julho 1952, p. 193) na fabricação do açúcar de beterraba, onde se aconselham 8 g por t.

d) Os melhores resultados são obtidos com a magnésia finamente moída, "Magox", "Cosmag" etc. (cf. p. 482).

FUNCIONAMENTO EM PARALELO

Quando se modifica uma usina, aumentando sua capacidade, é, muitas vezes, necessário empregar 2 ou 3 corpos em paralelo. Por exemplo, reúnem-se 2 corpos pequenos em um só, tendo a superfície desejada (fig. 33.39).

O corpo precedente fornecerá então, simultaneamente, seu vapor às duas calandras. As duas saídas de vapor são reunidas, para ir ao corpo seguinte.

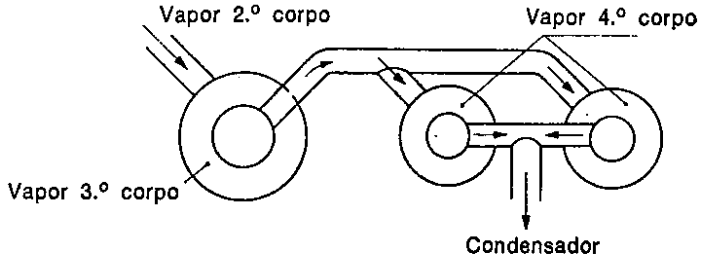


FIG. 33.39. — Dois corpos em paralelo para constituir um 4.º corpo.

Neste caso, devem-se observar os seguintes cuidados:

1.º **Vapor.** — Geralmente, o vapor chega do corpo precedente às duas calandras por um tubo duplo. Porém, Claassen (ISJ, 1939, p. 219) aconselha fazer passar o vapor através de toda a 1.ª calandra, antes de entrar na 2.ª. Isto possibilita uma melhor drenagem dos gases, um trabalho melhor dos tubos e um velocidade de circulação de vapor mais rápida, melhorando o coeficiente de transmissão.

Evidentemente, esta solução somente é possível quando as entradas de vapor do 1.º corpo têm a seção necessária e quando há saídas para os gases incondensáveis nos novos pontos, que se tornam indispensáveis.

2.º **Caldo.** — Quando 2 ou 3 corpos funcionam em paralelo, é conveniente fazer passar o caldo em série nos corpos, com circulação Chapman, por exemplo. Assim se obtém uma concentração metódica, aproximando-se da condição ótima, já assinalada (p. 581), isto é, o Brix do caldo num corpo deve ser médio entre o Brix do caldo na entrada e o Brix do caldo na saída. Desta maneira, evitam-se os percursos rápidos demais, em "curto-circuito", com um efeito sobre o caldo, enquanto as outras partes do corpo concentram um caldo que não circula.

Como não há diferença de pressão para fazer passar o caldo dum corpo ao outro, este deve escoar-se por simples gravidade. Por isso, é preciso que os tubos de ligação de caldo entre corpos em paralelo tenham uma seção correspondente a uma velocidade de caldo de 0,50 m/s, no máximo.

Se os dois corpos em paralelo possuem tubos com comprimentos diferentes, é melhor pôr o corpo com os tubos mais compridos na frente do outro. É importante que a parte dos tubos correspondente ao nível hidrostático médio dos caldos

(muitas vezes, o terço dos tubos, a partir da base) esteja no mesmo nível nos 2 corpos, ou, melhor, um pouco mais alto no corpo da frente. Se não estiver nesta posição naturalmente, eleva-se um pouco um dos corpos.

Não se deve esquecer que a auto-evaporação se produz inteiramente no 1.º corpo. Por outro lado, como o Brix é menos elevado neste corpo, ele fornecerá mais vapor que o corpo ou os corpos seguintes.

3.º **Águas.** — Como as calandras dos corpos em paralelo têm a mesma pressão, suas águas podem entrar num mesmo aparelho, por exemplo, num mesmo Michaëlis. É, porém, melhor expulsá-las separadamente: assim se conhece muito melhor o trabalho de cada corpo.

Se estes cuidados são observados, um múltiplo-efeito com seus corpos, ou uma parte de seus corpos, formados de 2 ou vários corpos em paralelo, trabalhará tão bem como um outro com corpos simples.

Assim, o trabalho de corpos em paralelo é uma solução apropriada, que pode ser usada quando é possível executá-la corretamente.

SANGRIAS

Por uma questão de maior simplicidade, antigamente todos os corpos do múltiplo efeito eram iguais e cada um fornecia simplesmente o vapor ao corpo seguinte.

Porém, mesmo quando os corpos são iguais, é possível retirar uma certa quantidade de vapor de cada um, para utilizá-lo nos aquecimentos. Mais adiante (p. 630) veremos como se determinam as quantidades de vapor assim disponíveis.

Esta operação é muito vantajosa, sob o ponto de vista do balanço das calorias. Com efeito, quando se substitui, num aquecedor ou num cozedor, o vapor de escape que serve ao aquecimento pelo vapor vegetal retirado de um dos corpos do múltiplo-efeito, a economia será maior à medida que este vapor é retirado dos últimos corpos. Quando é retirado do último corpo, a economia é total, porque se utiliza vapor que seria perdido, sem levar em consideração que se alivia, ao mesmo tempo, o condensador (cf. p. 616).

Como este vapor retirado é menos quente que o vapor de escape, necessita, evidentemente, uma superfície de interçâmbio maior e não poderá levar o produto a ser aquecido a uma temperatura superior à própria. Pelo contrário, deve-se observar uma margem maior entre a temperatura do vapor utilizado e a temperatura de saída do caldo aquecido. Já foi indicado (p. 511, quadro 31.1) o valor a ser dado a esta margem, na prática

Assim, o múltiplo-efeito oferece uma gama completa de temperaturas de vapor, permitindo combinar uma escala de aquecimento dos caldos frios que os leva progressivamente à temperatura de ebulição necessária à defecação, utizando em cada etapa o máximo de vapores em temperaturas baixas e conseguindo, conseqüentemente, o máximo de economias.

Mais adiante (p. 616) veremos como se calcula esta economia.

CIRCULADORES

Em certos casos, principalmente quando, após uma transformação, um corpo dum múltiplo-efeito se torna ou parece tornar-se ineficiente demais, instala-se um "circulador".

É uma espécie de pequeno corpo auxiliar colocado perto do corpo a ser reforçado e ligado a este pelas partes superior e inferior (fig. 33.40).

O circulador pode ser aquecido com o mesmo vapor que o corpo principal. Neste caso pode ser considerado como um simples aumento de sua superfície de aquecimento. Porém, os verdadeiros "circuladores" são aquecidos com um vapor mais quente: o caldo sobe com mais força que no corpo, provocando uma circulação vigorosa do caldo de baixo para cima do circulador e no corpo.

Os tubos do circulador são, geralmente, um pouco mais compridos que os do corpo, mas o espelho superior é, muitas vezes, instalado no mesmo nível que o do corpo, ou muito pouco acima (fig. 33.40).

O coeficiente de evaporação do circulador é muito alto, por causa da diferença de temperatura entre vapor e caldo e, portanto, aumenta consideravelmente a evaporação do corpo (cf. p. 650).

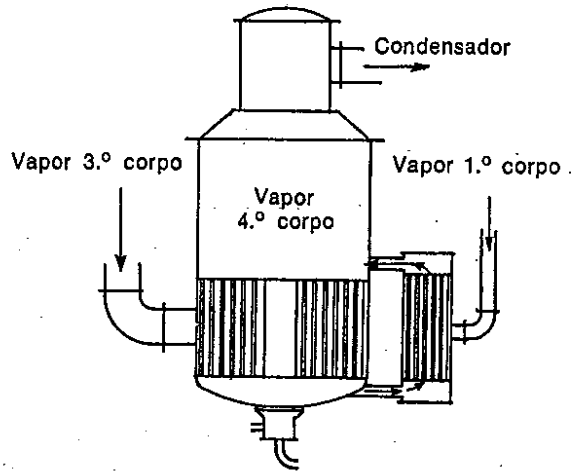


FIG. 33.40. — Circulador.

Porém, sob o ponto de vista econômico, não é muito interessante, porque consome muito vapor e todo o vapor que absorve trabalha com um número de efeitos menor que o do múltiplo ao qual pertence. Por exemplo, tratando-se dum circulador no 4.º corpo dum quádruplo, alimentado com o vapor do 1.º corpo, a quantidade de vapor que absorverá só terá trabalhado em duplo efeito, enquanto o vapor que atravessa normalmente os corpos terá trabalhado em quádruplo efeito.

Portanto, o circulador é apenas uma solução provisória, permitindo servir-se dum material já existente e insuficiente e evitar uma transformação mais completa e cara. Porém, não deve, de maneira alguma, constar num projeto novo de múltiplo-efeito, em que os corpos devem efetuar sozinhos o trabalho exigido, utilizando o vapor com o número de efeitos desejado.

TURBOCOMPRESSOR

O turbocompressor, às vezes chamado "bomba de calor", é um compressor centrífugo que permite elevar, até certo ponto, a pressão dum vapor e, conseqüentemente, sua temperatura.

Nas usinas de açúcar, este aparelho permite aquecer um corpo de evaporação com o vapor do próprio caldo. Com efeito, é suficiente fazer passar o vapor pelo compressor, para obter o excedente necessário de calor ao aquecimento do caldo do qual provém.

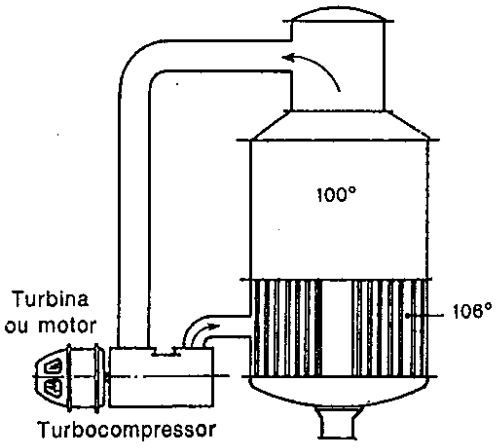


FIG. 33.41. — Turbocompressor.

Supõe-se, por exemplo, um corpo cujo ambiente-vapor esteja a 100°C (fig. 33.41) e no qual o caldo ferverá a cerca de 100-101°C. Toma-se este vapor vegetal a 100°C, o qual está, conseqüentemente, à pressão atmosférica (1,033 kg/cm² absoluta), e passa-se este vapor através dum compressor que o levará a 1,275 kg/cm². A temperatura correspondente a esta nova pressão é 106°C e o vapor comprimido e reconduzido à calandra pode evaporar novamente o caldo, que está a 100-101°C no corpo.

O turbocompressor é movido por uma turbina a vapor ou um motor elétrico (neste caso, diz-se, preferivelmente: motocompressor). Evidentemente, o aparelho só é interessante quando o consumo de vapor desta turbina ou o excedente de consumo do turbogerador que fornece a corrente ao motor é inferior à quantidade de vapor produzida no corpo. Isto para um aparelho que trabalha em simples efeito, como os cozedores. Para a comparação com um múltiplo-efeito, é preciso que a relação entre estas duas quantidades tenha, aproximadamente, o mesmo valor que a relação entre o vapor de aquecimento e o total do vapor vegetal produzido num triplo ou quádruplo-efeito, isto é, 1/3 ou 1/4.

Realmente, podem-se alcançar estas proporções, no entanto o turbocompressor não se generalizou.

Vantagens e inconvenientes. — Mesmo que o turbocompressor tenha a vantagem de ser menor que um múltiplo-efeito comum, seu grande inconveniente é ser "mecânico", isto é, ter em movimento peças de custo elevado, que se desgastam, necessitam de lubrificação, manutenção, substituição e peças sobressalentes, sofrendo quebras e paradas.

Se bem que o estudo do turbocompressor seja interessante, sob o ponto de vista técnico, e que este tenha, provavelmente, um bom futuro, não será mais considerado agora, pois possivelmente não entrará na prática tão cedo, pelo menos na fabricação de açúcar de cana, e estudar-se-á um aparelho cujo objetivo é perfeitamente similar e que não possui os mesmos inconvenientes, oferecendo maiores possibilidades de difusão.

TERMOCOMPRESSOR

O termocompressor preenche exatamente a mesma função que o turbocompressor, isto é, dá novo valor ao vapor vegetal e fornece-lhe o excedente de

pressão e de temperatura necessário para levar o caldo, do qual provém, à ebulição.

Considera-se o mesmo corpo do capítulo anterior e substitui-se o turbocompressor por uma trompa especial T (fig. 33.42). Por esta trompa chega o vapor de alta pressão (10, 15, 20, 25 ou 30 kg/cm²). Este vapor aspira o vapor vegetal e o reconduz à calandra cedendo-lhe uma parte de sua energia. Assim, a mistura adquire uma pressão e, conseqüentemente, uma temperatura suficiente para levar o caldo à ebulição no corpo.

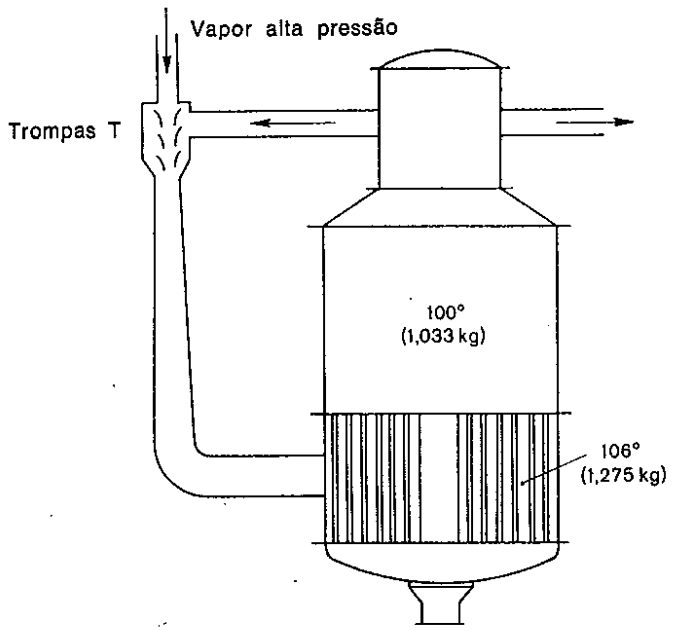


FIG. 33.42. — Termocompressor.

A diferença principal entre este e o turbocompressor é que o vapor motriz está obrigatoriamente misturado na calandra ao vapor aspirado, enquanto no turbocompressor é possível separá-lo e utilizá-lo de outra maneira.

Portanto, além da saída de vapor aspirado, deve-se instalar no corpo uma outra saída para o vapor vegetal, porque a quantidade de vapor de alta pressão introduzida também evapora, assim como o vapor aspirado, uma quantidade de água aproximadamente equivalente.

Se, por exemplo, 1 kg de vapor de alta pressão a 25 kg/cm² absoluta pode aspirar 3 kg de vapor a 100°C (p = 1,033 kg/cm²), fornecendo 3 + 1 = 4 kg de vapor a 106°C (p = 1,275 kg/cm²), estes 4 kg de vapor evaporarão cerca de 4 kg de água do caldo, produzindo assim 4 kg de vapor vegetal, dos quais 3 kg continuarão o percurso através do termocompressor e 1 kg será enviado a outra parte, por exemplo, ao 2.° corpo dum múltiplo-efeito cujo corpo considerado serviria de 1.° corpo.

Observa-se, de passagem, que os múltiplos-efeitos assim instalados com um termocompressor no 1.º corpo terão um 1.º corpo relativamente maior que os corpos seguintes, pois este deverá ser capaz de evaporar 4 em vez de 1.

Na realidade, a proporção nunca é tão alta, porque, por motivos que serão examinados mais adiante (p. 653), é preciso introduzir no 1.º corpo vapor de escape, além das quantidades fornecidas pelo termocompressor. Uma quantidade de vapor vegetal equivalente à quantidade de vapor de escape introduzida será, evidentemente, totalmente retirada nas sangrias do 1.º ou 2.º corpos, com a quantidade de vapor correspondente ao vapor de alta pressão utilizado.

Portanto, os gases incondensáveis da calandra dum corpo equipado com um termocompressor podem ser reconduzidos ao ambiente-vapor deste mesmo corpo. (Com o turbocompressor da fig. 33.41, isto não seria possível, porque o corpo funciona em circuito fechado e os gases acumular-se-iam neste circuito.) Evidentemente, é preferível expulsá-los para a atmosfera, quando a pressão existente na calandra o permite. Não sendo possível, não serão enviados ao ambiente-vapor, mas diretamente ao tubo de vapor que vai ao corpo seguinte, para excluir o risco da circulação de uma parte dos gases no circuito fechado.

Relação de arrasto

Chama-se "relação de arrasto" dum termocompressor a relação entre o peso de vapor aspirado e o peso de vapor motriz. Esta relação é designada pela letra μ:

$$\mu = \frac{\text{peso de vapor aspirado}}{\text{peso de vapor motriz}} \qquad (33.18)$$

A relação de arrasto é o elemento mais importante dum termocompressor. Pode ser calculada pela fórmula de Truffault:

$$(\mu_0 + 1)^2 = \frac{80}{t_m - t_0}[(\log P - \log p_m) - 0{,}01(t_0 - 100)] \qquad (33.19)$$

μ_0 = relação de arrasto numa trompa nova;

t_m = temperatura correspondente à pressão p_m da mistura, isto é, do vapor na calandra;

t_0 = temperatura correspondente à pressão p_0 do vapor vegetal na calandra;

P = pressão absoluta do vapor motriz, em kg/cm²;

p_m = pressão absoluta da mistura de vapores, em kg/cm²;

p_0 = pressão absoluta do vapor a ser comprimido, em kg/cm².

Para ter em conta o desgaste das trompas, toma-se:

$$\mu = 0{,}95\mu_0 \qquad (33.20)$$

De acordo com a eficiência da trompa considerada, o coeficiente 80 da fórmula (33.19) pode ser modificado.

Estas fórmulas não levam em conta o superaquecimento do vapor motriz. Decorrem das relações analíticas existentes entre as curvas que podem ser tra-

çadas no diagrama entrópico para representar as modificações de estado dos fluidos em movimento na trompa. Ora, estas curvas continuam bastante idênticas para pressões dadas e variam pouco com o superaquecimento do vapor. Com efeito, o superaquecimento exerce apenas uma influência insignificante, por causa do paralelismo dos isóbaros.

Valores práticos da relação de arrasto. — A aplicação da fórmula (33.19) leva aos valores seguintes, correspondendo aos vários valores freqüentes de P, p_m e p_0.

QUADRO 33.13

Valores da relação de arrasto

Contrapressão			*Pressão do ambiente-vapor do 1.º corpo*		*Pressão de vapor direito P*				
p_m abs. kg/cm²	p_m ef. kg/cm²	t_m °C	p_0 abs. kg/cm²	p_0 ef. kg/cm²	t_0 °C	18 kg/cm²	20 kg/cm²	25 kg/cm²	28 kg/cm²
2,533	1,5	127	1,883	0,850	118	1,31	1,39	1,54	1,62
2,033	1	120	1,503	0,470	111	1,60	1,67	1,81	1,88
1,833	0,8	117	1,373	0,340	108	1,79	1,86	2	2,07
1,533	0,5	111	1,158	0,125	103	2,07	2,14	2,27	2,34

Sensibilidade do termocompressor. — Por outro lado, o superaquecimento influi muito na vazão dos aparelhos, por causa de sua influência sobre o volume específico do vapor.

Assim, também, as variações de volume são muito evidentes na zona de recompressão (100-110°C) e, principalmente, porque o vapor aspirado se aproxima de 100°C.

Conseqüentemente, a temperatura do vapor aspirado deve ser determinada muito exatamente antes da aquisição do termocompressor. Se a pressão fosse diferente daquela para a qual o aparelho foi calculado, haveria redemoinhos na câmara de aspiração, os quais absorveriam inutilmente uma grande parte da quantidade do movimento disponível para a recompressão.

Portanto, o termocompressor é um aparelho delicado, cujo rendimento depende da observação exata das condições de funcionamento para as quais foi concebido.

Variação da relação de arrasto com a queda de temperatura. — Quando a pressão p_m continua constante e a pressão p_0 varia, o rendimento da trompa, máximo para uma pressão p_0 dada, diminui.

Aproximadamente, pode-se dizer que, quando a queda de temperatura varia de $\pm x\%$, o valor de $(\mu_0 + 1)^2$ diminui de $0{,}5x\%$ em relação à temperatura que seria obtida se a trompa tivesse sido calculada para a queda constatada. Por exemplo, se uma trompa é calculada para 7°C de temperatura e a relação μ correspondente é 2,4:

se esta queda passa a 8°C, μ cai a 2,05 (em vez de 2,21);
" " " " " 6°C, μ vai a 2,52 (" " " 2,67).

Limites de utilização. — A teoria e, ainda mais, a prática demonstram que, tanto na turbocompressão como na termocompressão, somente se obtém um bom rendimento nas seguintes condições:

a) Pequena queda de temperatura (t_m — t_0) entre o vapor comprimido e o vapor a ser comprimido: $t_m - t_0 \leqslant 10°C$.

b) Pequena elevação do ponto de ebulição (porque esta elevação aumenta a queda de temperatura). Portanto: Brix baixo.

Com outras palavras, a termocompressão deve ser empregada apenas no 1.° corpo ou no pré-evaporador.

Importância do rendimento. — Numa usina bem equilibrada, as necessidades de vapor de escape da concentração são muito maiores que as quantidades de vapor de escape disponíveis. Nesta usina deve-se expandir uma quantidade considerável de vapor direto para completar seu vapor de escape. Esta expansão consegue-se, geralmente, com uma válvula de expansão qualquer, sem nenhum aumento de rendimento.

O termocompressor é interessante porque esta expansão é operada por ele mesmo. No lugar de ser feita, inutilmente, numa válvula de expansão, ela se efetua pelo termocompressor e cada kg de vapor direto expandido produz, então, de graça, a evaporação de μ kg de água do caldo. É um benefício ainda mais interessante, porque não custa absolutamente nada. O rendimento da trompa possui apenas uma importância secundária: mesmo sendo reduzido, não deixa de ser um benefício.

Instalação. — Geralmente, o termocompressor funciona no 1.° corpo com:

a pressão do vapor de alta pressão da usina, para a pressão do vapor motriz P,

a pressão do vapor de escape, para a pressão do vapor comprimido p_m,

a pressão do 1.° corpo, para a pressão do vapor aspirado p_0.

Com um pré-evaporador:

a pressão P continua sendo a pressão do vapor de alta pressão,

a pressão p_m torna-se uma pressão intermediária entre a do vapor de escape e P, geralmente é de 4 a 500 g/cm² mais alta que a pressão do vapor de escape,

a pressão p_0 torna-se a pressão do vapor de escape.

Economia de vapor ocasionada pela termocompressão. — A economia realizada pela instalação dum termocompressor corresponde, de acordo com o que foi visto, à quantidade suplementar de água evaporada por ele no 1.° corpo ou no pré-evaporador.

Porém, esta quantidade é limitada pela quantidade máxima do vapor direto que pode ser introduzido na calandra do 1.° corpo, ou no circuito de vapor de escape, sem haver um excedente de vapor de escape, que seria perdido para a atmosfera pela válvula de segurança.

Com outras palavras, a termocompressão só pode ser feita para complementar o vapor necessário à fabricação. Se uma usina produzisse com suas máquinas o vapor de escape consumido na concentração, a termocompressão tornar-se-ia desnecessária.

Mais adiante (p.. 653), veremos as possibilidades da termocompressão em função das quantidades de vapor de escape produzidas e consumidas.

FUNCIONAMENTO DO MÚLTIPLO-EFEITO

Evaporações relativas dos vários corpos

Supõe-se um quádruplo-efeito sem sangrias, funcionando entre 112°C (temperatura do vapor de escape) e 55°C (vácuo) e recebendo caldo a 98°C. Qual será a quantidade de vapor fornecida por cada corpo por kg de vapor de escape que entra na calandra do 1.° corpo?

Será calculada para dois casos extremos:

a) Extração separada das águas condensadas de cada corpo.

b) Circulação das águas do 1.° ao último corpo.

Supõe-se que ao 1.° corpo cheguem 5 kg de caldo para 1 kg de vapor e que as temperaturas sejam aquelas indicadas no esquema abaixo (fig. 33.43):

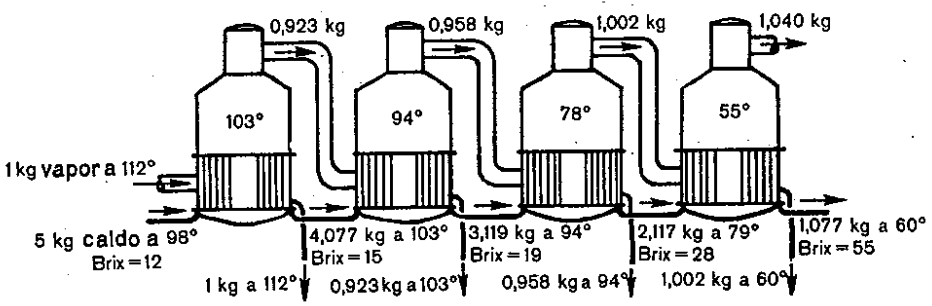


FIG. 33.43. — Extração separada das águas de cada corpo.

A. **Extração separada das águas de cada corpo.** — A quantidade de vapor fornecida por cada corpo obtém-se estabelecendo que a quantidade de calor que entrou no corpo é igual à quantidade de calor que sai.

Supõe-se que as quantidades de calor perdidas por irradiação e convecção em cada corpo sejam, respectivamente: 1,25, 1, 0,75, 0,50% do calor trocado no corpo.

Supõe-se, finalmente, que o caldo na entrada esteja com um Brix de 12°; seu calor específico é calculado pela fórmula (31.1).

Para o 1.° corpo, por exemplo, tem-se:

a) Calorias na entrada:

1 kg de vapor a 112°C: calor total (quadro 42.1) = 643 kcal
5 kg de caldo a 98°C: 5 × 98 × 0,93 = 456 „

1 099 kcal

b) Calorias na saída:

Perdas de calor: 1 099 × 0,0125 = 14 kcal
Água condensada: 1 kg a 112°C = 112 „

Vapor: x kg a 105°C (λ = 640 kcal/kg)
Caldo: $(5 - x)$ kg a 103°C: $(5 - x)103 \times 0{,}91$.

Deve-se ter:

$$14 + 112 + 640x + (5 - x)103 \times 0{,}91 = 1\,099$$

donde:

$$x = 0{,}923 \text{ kg.}$$

Operando da mesma maneira, dum corpo ao outro, para o 2.° corpo e os seguintes, obtém-se o quadro 33.14.

As calorias são fornecidas ao 1.° corpo. Há um intercâmbio de um corpo ao outro, porém diminuem do 1.° ao último, cada corpo perdendo, em relação ao precedente, não apenas o calor fornecido ao ambiente, mas também o calor levado pela água condensada.

QUADRO 33.14

Calorias na entrada		*Calorias na saída*	
2.° corpo			
Vapor : 0,923 kg × 640	= 591 kcal	Perda : 973 × 0,01	= 10 kcal
Caldo : 4,077 × 103 × 0,91	= 382 „	Água : 0,923 × 103°	= 95 „
	973 kcal	Vapor : 0,958 × 637	= 610 „
		Caldo : 3,119 × 94 × 0,88	= 258 „
			973 kcal
3.° corpo			
Vapor : 0,958 × 637	= 610 kcal	Perda : 868 × 0,0075	= 7 kcal
Caldo : 3,119 × 94 × 0,88	= 258 „	Água : 0,958 × 94°	= 90 „
	868 kcal	Vapor : 1,002 × 631	= 632 „
		Caldo : 2,117 × 79 × 0,83	= 139 „
			868 kcal
4.° corpo			
Vapor : 1,002 × 631	= 632 kcal	Perda : 771 × 0,0050	= 4 kcal
Caldo : 2,117 × 79 × 0,83	= 139 „	Água : 1,002 × 78°	= 78 „
	771 kcal	Vapor : 1,040 × 621	= 646 „
		Xarope : 1,077 × 60 × 0,67	= 43 „
			771 kcal

B. **Circulação das águas de um corpo ao outro** (fig. 33.44). — Operando exatamente como acima, obtém-se o quadro 33.15.

QUADRO 33.15

Calorias na entrada		*Calorias na saída*	
1.º corpo			
Vapor : 1 kg a 112°	643 kcal	Perda : 1 099 × 0,0125	= 14 kcal
Caldo : 5 kg × 98 × 0,93	= 456 »	Água : 1,000 × 112°	= 112 »
	1 099 kcal	Vapor : 0,923 × 640	= 591 »
		Caldo : 4,077 × 103 × 0,91	= 382 »
			1 099 kcal
2.º corpo			
Vapor : 0,923 × 640	= 591 kcal	Perda : 1 085 × 0,01	= 11 kcal
Caldo : 4,077 × 103 × 0,91	= 382 »	Água : 1,923 × 103°	= 198 »
Água : 1,000 × 112°	= 112 »	Vapor : 0,972 × 637	= 619 »
	1 085 kcal	Caldo : 3,105 × 94 × 0,88	= 257 »
			1 085 kcal
3.º corpo			
Vapor : 0,972 × 637	= 619 kcal	Perda : 1 074 × 0,0075	= 8 kcal
Caldo : 3,105 × 94 × 0,88	= 257 »	Água : 2,895 × 94°	= 272 »
Água : 1,923 × 103°	= 198 »	Vapor : 1,047 × 631	= 661 »
	1 074 kcal	Caldo : 2,058 × 79 × 0,82	= 133 »
			1 074 kcal
4.º corpo			
Vapor : 1,047 × 631	= 661 kcal	Perda : 1 066 × 0,0050	= 5 kcal
Caldo : 2,058 × 79 × 0,82	= 133 »	Água : 3,942 × 78°	= 307 »
Água : 2,895 × 94°	= 272 »	Vapor : 1,162 × 621	= 722 »
	1 066 kcal	Xarope : 0,896 × 60 × 0,60	= 32 »
			1 066 kcal

Neste caso, cada corpo perde, em relação ao precedente, apenas as calorias cedidas por este ao ambiente: o último corpo transmite uma quantidade de calor apenas inferior àquela trocada no primeiro corpo.

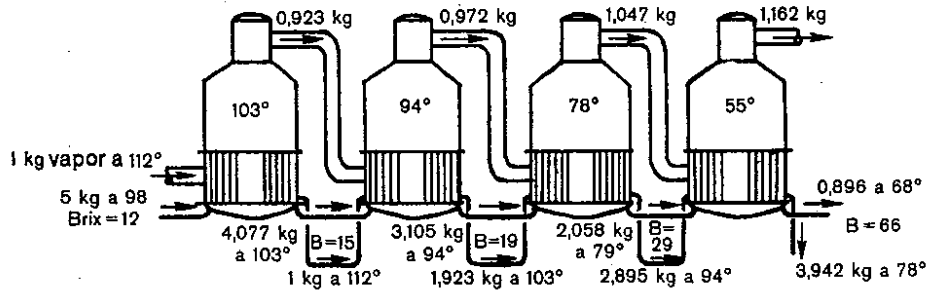


FIG. 33.44. — Circulação das águas de um corpo ao outro.

Resumindo o trabalho de evaporação do quádruplo nos dois casos extremos examinados, obtém-se o quadro seguinte:

QUADRO 33.16

Evaporação em cada corpo por kg de vapor fornecido ao 1.º

	Sem circulação das águas	*Com circulação das águas*	*% a mais devido à circulação*
Vapor consumido	1 kg	1 kg	
Água evaporada pelo 1.º corpo	0,923	0,923	0 %
» » » 2.º »	0,958	0,972	1,5 »
» » » 3.º »	1 002	1 047	4,5 »
» » » 4.º »	1 040	1 162	11,2 »
Evaporação total	3 923	4 104	4,6 %

Portanto, observa-se que:

1.º A circulação integral das águas condensadas permite aumentar em cerca de 5% a evaporação, em relação à extração separada.

2.º Com ou sem circulação, um quádruplo-efeito evapora praticamente 4 kg de água por kg de vapor fornecido à calandra do 1.º corpo.

Com a diferença de 1 efeito ou 1 kg, o mesmo se produziria para um triplo ou quíntuplo-efeito. Portanto, é possível enunciar a seguinte lei aproximada:

1 kg de vapor de aquecimento introduzido na calandra do 1.º corpo dum múltiplo-efeito sem sangria evapora 1 kg de água do caldo em cada corpo deste múltiplo-efeito.

Obtém-se este corolário imediato:

Um múltiplo-efeito sem sangria com n efeitos evapora do caldo n kg de água por kg de vapor de aquecimento consumido.

Influência da temperatura do caldo na entrada

No cálculo precedente constata-se que cada corpo fornece um pouco mais de vapor que o precedente. Este excedente deve-se a três causas principais:

a) **Caldo.** — Liberação duma quantidade de calor sensível do caldo, correspondente à diferença de temperatura entre os corpos, produzindo auto-evaporação no corpo seguinte.

b) **Vapor.** — Diminuição progressiva do calor total do vapor com a pressão do corpo, porque o aumento do calor latente de vaporização é menos rápido que a diminuição do calor sensível.

c) **Água.** — No caso da circulação das águas condensadas, a queda de pressão provoca também uma auto-evaporação da água, aumentando a quantidade de fluido aquecedor do lado vapor da calandra.

As diferenças de calor específico exercem uma influência limitada e pequena. E o calor perdido, relativamente pouco importante, é sempre largamente compensado pelas três causas acima.

Somente o 1.º corpo fornece menos vapor do que recebe: 0,923 kg em nosso exemplo, em vez de 1 kg. Isto se deve à temperatura baixa (98°C) do caldo na entrada: é necessário aquecê-lo antes de evaporá-lo. Se o caldo na entrada tivesse a mesma temperatura que o vapor, como nos outros corpos, o 1.º corpo evaporaria 1,042 kg, em vez de 0,923 kg, e todos os corpos seguintes seriam beneficiados.

Isto demonstra a importância da temperatura de entrada do caldo no múltiplo-efeito, sob o ponto de vista do rendimento da evaporação.

Evaporação num múltiplo-efeito com sangrias

Considera-se o caso geral dum múltiplo-efeito com sangrias de vapor em um ou vários corpos. Evidentemente, ás sangrias não modificam o equilíbrio constatado entre a quantidade de vapor admitida em cada calandra e a quantidade de água evaporada no corpo. Portanto, supõe-se que, em cada corpo, cada kg de vapor que chega à calandra evapore 1 kg de água.

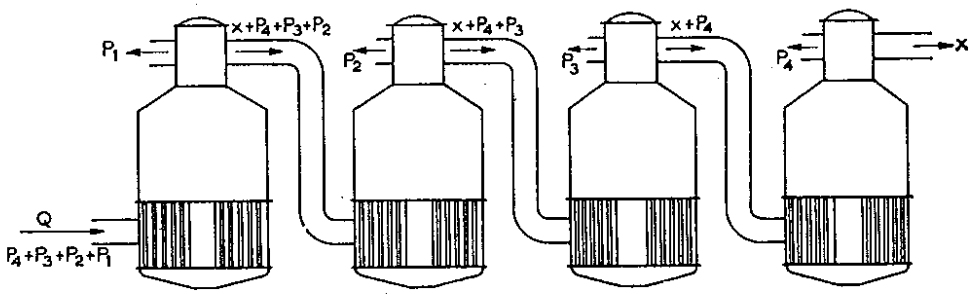


FIG. 33.45. — Quádruplo-efeito com sangrias.

Seja um quádruplo-efeito (fig. 33.45), de cujos corpos provêm, respectivamente, por TC, as quantidades de vapor:

P_1 kg do 1.º corpo
P_2 „ „ 2.º „
P_3 „ „ 3.º „
P_4 „ „ 4.º „

e seja:

E = quantidade total de água evaporada por TC no quádruplo-efeito;

x = quantidade de vapor do último corpo a qual vai ao condensador.

Como o último corpo evapora $(x + P_4)$ kg, deve receber do 3.º uma quantidade igual. O 3.º, evaporando $(x + P_4) + P_3$, deve receber do 2.º esta mesma quantidade $(x + P_4 + P_3)$. O 1.º deve também fornecer ao 2.º: $x + P_4 + P_3 + P_2$, e deve receber em vapor de escape:

BIBLIOTECA
Gen. A. Peixoto Carmo

$$Q = x + P_4 + P_3 + P_2 + P_1.$$

A evaporação total E fornecida pelo quádruplo-efeito será, portanto:

4.º corpo:		$x + P_4$
3.º „ :		$x + P_4 + P_3$
2.º „ :		$x + P_4 + P_3 + P_2$
1.º „ :		$x + P_4 + P_3 + P_2 + P_1$
Quádruplo-efeito:	$E =$	$4x + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1$ (33.21)

Assim se observa que a quantidade de água evaporada pelo quádruplo-efeito é igual a:

	4	vezes	a	quantidade	evaporada	pelo 4.º	corpo
+	3	„	„	„	proveniente	do 3.º	„
+	2	„	„	„	„	„ 2.º	„
+	1	vez	„	„	„	„ 1.º	„

Economia ocasionada pelas sangrias

As sangrias são efetuadas para os aquecimentos e os cozimentos. Se o múltiplo-efeito não tiver sangria, os aquecimentos e cozimentos devem ser efetuados com vapor direto ou vapor de escape. Seja:

R = o peso de vapor direto ou de escape consumido pelos aquecedores e os cozimentos;

Q = o peso de vapor direto ou de escape consumido pela evaporação.

No caso dum quádruplo sem sangria, o gasto real de vapor é:

$$D = R + Q.$$

Retirando vapor do quádruplo para efetuar os aquecimentos ou aquecer os cozimentos, cada kg de vapor retirado economiza cerca de 1 kg de vapor de escape, porque o calor latente é aproximadamente o mesmo e, evidentemente, supõe-se que o vapor retirado possua uma temperatura suficinte para efetuar o aquecimento ou o estágio de aquecimento esperado.

Se os aquecimentos ou cozimentos, que antes exigiam R kg de vapor direto ou de escape, são realizados com o vapor vegetal, é preciso ter:

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = R \qquad (33.22)$$

e o novo consumo de vapor, D', reduz-se à quantidade fornecida ao 1.º corpo, ou seja, Q'. Ou:

$$D' = Q'$$

Ora:

$$Q' = x + P_1 + P_2 + P_3 + P_4. \qquad (33.23)$$

Eliminando x, para nós sem interesse, entre as equações (33.21) e (33.23) e exprimindo o consumo de vapor $D' = Q$ em função da evaporação total E, que é fixa e bem determinada se estabelecemos o Brix do xarope, segue-se:

$$Q' = \frac{E}{4} + \frac{3}{4}P_1 + \frac{2}{4}P_2 + \frac{1}{4}P_3 \qquad (33.24)$$

Sem sangria, o consumo é:

$$D = Q + R = \frac{E}{4} + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \qquad (33.25)$$

Portanto, a economia efetuada e é:

$$e = D - D' = (Q + R) - Q' = \frac{1}{4}P_1 + \frac{2}{4}P_2 + \frac{3}{4}P_3 + \frac{4}{4}P_4 \qquad (33.26)$$

Se este raciocínio tivesse sido efetuado no caso geral dum múltiplo-efeito com n efeitos, teríamos encontrado:

$$\boxed{e = \frac{1}{n}P_1 + \frac{2}{n}P_2 + \frac{3}{n}P_3 + \ldots + \frac{p}{n}P_p + \ldots + \frac{n-1}{n}P_{n-1} + P_n} \qquad (33.27)$$

Quando se dispõe dum múltiplo-efeito com n corpos e quando em um dos aquecimentos da usina é possível substituir o vapor de escape pelo vapor de sangria do p^ésimo^ corpo, realiza-se uma economia de vapor igual à fração $\frac{p}{n}$ *da quantidade de vapor consumida por este aquecimento.*

Portanto, a economia aumenta com a posição do corpo e se torna total quando a sangria é efetuada no último.

Infelizmente, a temperatura do vapor do último corpo (cerca de 55°C) não apresenta possibilidades de aquecimento. Por isso são interessantes os múltiplos-efeitos sob pressão, nos quais o vapor do último corpo está a cerca de 100°C e nos quais, conseqüentemente, se pode utilizar a quase totalidade do vapor vegetal.

Num múltiplo-efeito comum, geralmente só se pode retirar vapor no 1.° e no 2.° corpos. Também é possível efetuar um pequeno aquecimento dos caldos frios fazendo-os atravessar um aquecedor-condensador instalado no trajeto dos vapores do último corpo (e eventualmente dos cozedores) ao condensador.

SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO. — Observe-se, de passagem, que num aquecedor não se pode obter, com o vapor de sangria, a mesma temperatura de saída do caldo que se obtém com o vapor de escape, por exemplo. Para obtê-la (se a temperatura do vapor utilizado o permite), necessita-se dum aquecedor com maior superfície de aquecimento.

Economia obtida com a termocompressão

Compare-se agora, sob o ponto de vista do consumo de vapor, um múltiplo-efeito munido de termocompressor com um outro sem termocompressor.

Como as sangrias não intervêm neste cálculo, supõe-se, para simplificar, que não haja sangrias (fig. 33.46).

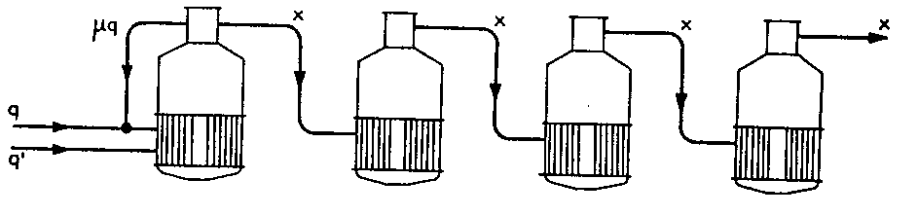


FIG. 33.46. — Quádruplo-efeito com termocompressor.

Sem termocompressor, o consumo de vapor é:

$$D = \frac{E}{4}$$

Com termocompressor, torna-se (fig. 33.46)

$$D' = q + q'$$

q = consumo do termocompressor em vapor motriz;

q' = peso de vapor de escape introduzido diretamente na calandra.

Estabelecendo que o peso de vapor de aquecimento do 1.º corpo é igual ao peso de água evaporada, segue-se:

$$q + q' + \mu q = \mu q + x \qquad \text{donde:} \qquad q + q' = x$$

Porém, a evaporação:

$$E = 4x + \mu q.$$

Donde:

$$D' = q + q' = x = \frac{E}{4} - \frac{\mu q}{4} \tag{33.28}$$

Donde a economia:

$$e = D - D' = \frac{\mu q}{4}$$

Duma maneira geral:

$$\boxed{e = \frac{\mu}{n} \cdot q} \tag{33.29}$$

e = economia devida ao termocompressor;

μ = relação de arrasto do termocompressor;

q = peso de vapor direto consumido pelo termocompressor;

n = número de efeitos.

Esta economia acrescenta-se àquela das sangrias (33.27) quando há, ao mesmo tempo, sangrias e termocompressão.

Número equivalente de efeitos em termocompressão. — Supõe-se que todo o vapor introduzido no múltiplo-efeito seja o vapor motriz do termocompressor: $q' = 0$ (fig. 33.47). O 1.º corpo fornece, então:

$$Q + \mu Q = x + \mu Q \qquad \text{ou:} \qquad x = Q.$$

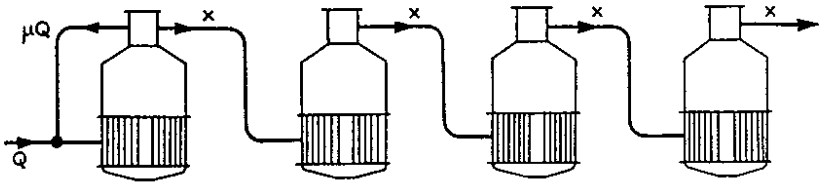


FIG. 33.47. — Número equivalente de efeitos.

A evaporação tem a seguinte expressão:

$$E = 4x + \mu Q = 4Q + \mu Q.$$

Geralmente:

$$E = nQ + \mu Q = (n + \mu)Q \tag{33.30}$$

Como o número de efeitos dum múltiplo-efeito é representado pela relação E/Q, observa-se que um múltiplo-efeito com n corpos, munido dum termocompressor com relação de arrasto μ, é, na realidade, equivalente a um múltiplo-efeito comum com n' corpos:

$$n' = \frac{E}{Q} = n + \mu \tag{33.31}$$

porque 1 kg de vapor admitido na calandra evapora $(n + \mu)$ kg de água do caldo.

Na prática, não é possível reduzir a admissão de vapor ao 1.º corpo somente ao vapor motriz do termocompressor (cf. p. 653). Assim, não é possível reduzir Q' a 0. Então, deve-se dizer que a porção de vapor q', que utiliza vapor de escape na calandra do múltiplo-efeito, trabalha com n efeitos e a porção q, que emprega vapor motriz do termocompressor, com $(n + \mu)$ efeitos.

SUPERFICIE DE AQUECIMENTO

Como para os aquecedores (cf. p. 514), a superfície de aquecimento dum corpo de evaporação deve, logicamente, ser calculada de acordo com a superfície *interna* dos tubos. É conveniente limitar a altura desta superfície ao comprimento aquecido dos tubos, isto é, à altura compreendida entre os lados internos dos espelhos, e acrescentar a superfície aquecida dos próprios espelhos, isto é, a superfície dos espelhos após ter deduzido todas as perfurações para a passagem dos tubos.

Como este cálculo é um pouco comprido, é costume calcular somente como superfície de aquecimento a superfície interna dos tubos, incluindo seu comprimento que ultrapassa os espelhos. O excedente de comprimento assim admitido praticamente compensa a superfície restante dos espelhos, que, neste caso, não mais é considerada.

Lembra-se que os ingleses e norte-americanos calculam a superfície de aquecimento de acordo com a superfície dos tubos em contato com o fluido aquecedor, isto é, de acordo com a superfície externa dos tubos. Segue-se que um mesmo aquecedor ou um mesmo corpo de evaporação não tem, em medidas francesas, uma superfície de aquecimento que corresponda em m² à superfície em pés quadrados fornecida pelos anglo-saxões. Desde que 1 000 pés quadrados correspondem a 92,90 m², um corpo americano de 10 000 sq.ft., por exemplo, corresponde a um corpo francês de 852 m², e não de 929 m², ou seja, de cerca de 8% a menos.

Coeficiente de transmissão

Há vários modos de comparar o trabalho dos corpos de evaporação. Distingue-se:

1.º *A taxa de evaporação*: é o número de kg de vapor fornecido pelo corpo por hora e por m² de superfície de aquecimento.

2.º *A taxa de evaporação específica* (T.E.E.): é o número de kg de vapor fornecido pelo corpo por hora, por m² de superfície de aquecimento e por grau de queda de temperatura entre o vapor e o caldo. Às vezes, fazem-se distinções entre a T.E.E. Aparente (T.E.E.A.), na qual a temperatura do caldo se confunde com a do vapor que produz, e a T.E.E. Real (T.E.E.R.), que leva em consideração a temperatura real do caldo no tubo, obtida ao acrescentar à temperatura de seu vapor: *a*) a elevação do ponto de ebulição devida ao Brix; *b*) a elevação devida à pressão hidrostática.

3.º *O coeficiente de transmissão de calor bruto*: é o numero de quilocalorias transmitidas por hora, por m² de superfície de aquecimento e por grau de queda de temperatura. Distingue-se também o coeficiente aparente e o coeficiente real, de acordo com a queda aparente ou a queda real, como no caso da T.E.E.

4.º *O coeficiente de transmissão de calor corrigido*. A transmissão de calor é tanto mais rápida: *a*) quanto maior estiver a pressão do vapor na calandra; *b*) quanto mais baixo estiver o Brix do caldo no corpo. Quando se deseja comparar os corpos entre si e saber se a transmissão de calor em um é anormalmente deficiente, é preciso ter em conta estes dois últimos fatores. Infelizmente, não há um acordo generalizado para sua determinação. No entanto, chama-se coeficiente de transmissão corrigido o coeficiente bruto, ao qual, por meio de fórmulas que levam em conta estes dois fatores, se deu um valor que deveria ser comum a todos os corpos idênticos, trabalhando nas mesmas condições de limpeza, quaisquer que sejam a pressão do vapor e o Brix do caldo.

Da mesma maneira, é possível trabalhar com o coeficiente de evaporação e obter as T.E.E.R. corrigidas (T.E.E.R.C.).

Valor do coeficiente de transmissão dos diversos corpos. — Nos cálculos, não é indispensável basear-se em coeficientes corrigidos. Certos fabricantes executam os projetos admitindo *à priori* um certo coeficiente de transmissão de calor para cada um dos corpos do múltiplo-efeito. Estes valores variam de acordo com a firma e as idéias de cada uma. Damos a seguir os valores médios mais freqüentes, tendo em conta as incrustações e calculados em quilocalorias por hora, por metro quadrado de superfície de aquecimento e por grau de queda *aparente* de temperatura.

QUADRO 33.17

Coeficientes de transmissão brutos

A. *Pré-evaporador* aquecido com vapor direto a 2,5 ou 3 kg/cm² de pressão eficiente, estando a pressão no corpo a cerca de 0,5 a 0,6 kg/cm² eficiente: 3 000 kcal/h/m²/grau aparente.

B. *Múltiplo-efeito.* Coeficiente em kcal/h/m²/°C aparente.

	Triplo	*Quádruplo*	*Quíntuplo*
1.° corpo	2 000 a 2 500	2 000 a 2 400	2 000 a 2 400
2.° „	1 500 „ 1 800	1 400 „ 1 800	1 400 „ 1 800
3.° „	800 „ 1 000	1 000 „ 1 400	1 300 „ 1 500
4.° „		600 „ 800	800 „ 1 000
5.° „			500 „ 600

Estes valores são valores médios e prudentes, para serem adotados nos projetos, e que são freqüentemente ultrapassados, na prática. Webre (Sp. and M., 9.ª ed., p. 144) cita coeficientes variando de cerca de 6 800 para os primeiros corpos, aquecidos com o vapor a 116°C, até cerca de 2 200 para os últimos corpos, aquecidos com o vapor a 66°C.

Desaconselhamos o uso destes coeficientes de transmissão brutos, que não têm em conta nem o Brix exato do caldo no corpo e nem o valor exato da temperatura. São coeficientes generalizados, estabelecidos para os valores correntes destes dois fatores. Sua única vantagem é evitar o cálculo dos Brix e basear-se nas quedas aparentes de temperatura, o que simplifica o cálculo.

Fórmula de Dessin

Consciente destes inconvenientes, o engenheiro francês Dessin elaborou uma fórmula que permite calcular a evaporação dum corpo qualquer dum múltiplo-efeito qualquer:

$$c = 0{,}001(100 - B)\ (T - 54) \qquad (33.32)$$

c = T.E.E.R. do corpo, em kg de vapor/hora/m²/grau de queda real;

B = Brix do caldo na saída do corpo (ver observação adiante);

T = temperatura do vapor aquecedor, na calandra.

Coutanceau, em Maurício, observou que era mais lógico tomar o Brix médio do caldo no corpo do que o Brix de saída e que os resultados assim obtidos estavam mais perto da realidade. Adotamos este ponto de vista justo e as taxas de evaporação serão calculadas com este Brix médio.

Esta fórmula também inclui as incrustações e não há necessidade de modificar as taxas de transmissão com um outro coeficiente, suposto de tê-las em conta. Por outro lado, é preciso observar que esta fórmula supõe uma transmissão muito melhor do que aquela correspondente aos coeficientes brutos do quadro 33.17. Desejando conservar esta margem de segurança, é preciso substituir o fator 0,001 por 0,0007 ou 0,0008.

O fator 0,001 corresponde a boas condições normais e a um aparelho formando relativamente poucas incrustações.

O fator 0,0008 deve ser utilizado nos projetos, quando se deve conservar uma margem de segurança e também quando se deseja levar em consideração a possibilidade de incrustações bastante pronunciadas.

O fator 0,0007 corresponde a um múltiplo-efeito funcionando em condições medíocres ou no qual as incrustações se formam rapidamente.

PRÉ-EVAPORADOR

Em Porto Rico (ISJ, julho 1953, p. 180), utiliza-se uma fórmula empírica que se aplica aos pré-evaporadores:

$$\tau = 3{,}5\Delta t \qquad (33.33)$$

τ = taxa de evaporação do pré-evaporador, em kg/m²/h;

Δt = queda aparente de temperatura entre vapor aquecedor e ambiente-vapor, em °C.

Esta fórmula é muito prudente e, certamente, leva em consideração as incrustações médias da semana. Hoje em dia, pode-se calcular com facilidade: $\tau = 4{,}5\Delta t$.

TAXA DE EVAPORAÇÃO E NÚMERO DE EFEITOS

Supõe-se que se tenha um triplo-efeito com 3 corpos com superfície igual e que será transformado em quádruplo acrescentando-lhe um 4.º corpo idêntico aos precedentes, sem mudar a pressão de vapor de escape, nem o vácuo. Conhecendo o trabalho dos corpos funcionando em triplo, como será o funcionamento em quádruplo?

Como a queda de temperatura $T_0 - t$ entre vapor de escape e condensador continua a mesma, esta deve ser distribuída entre 4 corpos, em vez de 3. A fórmula geral (33.1) da transmissão de calor demonstra que, quando o coeficiente médio de transmissão dos corpos continua o mesmo, o que é praticamente o nosso caso, cada corpo agora fornece apenas 3/4 da evaporação que fornecia quando funcionava em triplo, porque a queda de temperatura com a qual agora trabalha foi reduzida numa proporção de 4 a 3. Se cada corpo fornecia em triplo

4 000 kg/h de vapor, em quádruplo fornecerá apenas 3 000 kg/h, mas a evaporação total do múltiplo-efeito continuará a mesma, porque é:

Em triplo: $3 \times 4\,000 = 12\,000$ kg/h
Em quádruplo: $4 \times 3\,000 = 12\,000$ "

Com outras palavras, a taxa de evaporação dum múltiplo-efeito, em kg de água por hora e por m² de superfície de aquecimento, para uma mesma queda total de temperatura e para uma mesma superfície individual dos corpos, é inversamente proporcional ao número de efeitos: a taxa de evaporação dum quádruplo com 4 corpos de 800 m² será 3/4 da taxa de evaporação dum triplo com 3 corpos de 800 m².

Conseqüentemente, a evaporação total dum múltiplo-efeito não depende de sua superfície total, mas da superfície individual de cada corpo.

Em média e para incrustações normais, pode-se calcular que *a quantidade total de água evaporada por um múltiplo-efeito com corpos iguais é igual ao produto por 100 kg da superfície individual dos corpos, exprimida em m².*

Relacionando a evaporação, não mais à superfície individual dos corpos, mas à superfície total do múltiplo-efeito, é possível basear-se nas seguintes taxas:

QUADRO 33.18

Taxa de evaporação

Simples-efeito	100	kg/h/m²	de	superfície	total
Duplo-efeito	50	"	"	"	"
Triplo-efeito	33	"	"	"	"
Quádruplo-efeito	25	"	"	"	"
Quíntuplo-efeito	20	"	"	"	"

Estas taxas representam um valor de anteprojeto. Na prática são freqüentemente ultrapassadas, às vezes até em mais de 50%.

Sangrias. — Quando o aparelho possui sangrias bem estudadas nos primeiros corpos, estes não serão mais tão limitados pelos seguintes e, como seu coeficiente de transmissão é superior à média, podem trabalhar mais e melhorar, assim, a taxa média do aparelho. Por isso, um múltiplo-efeito bem concebido, com corpos de superfícies decrescentes muito desiguais e, conseqüentemente, com sangrias grandes no início, alcança mais facilmente boas taxas médias de evaporação.

Variações da taxa de evaporação com os limites de temperatura. — Por motivos similares, o aumento da evaporação não é o mesmo logo que se aumenta a diferença de temperatura total, $T_0 - t$, na qual o múltiplo-efeito trabalha, dependendo de ser este aumento efetuado no limite superior ou no limite inferior.

Considera-se como queda normal a queda de 65°C, obtida com:

A) $\left\{ \begin{array}{l} T_0 = 120\,^{\circ}C \\ t_v = 55\,^{\circ}C \end{array} \right\} T_0 - t_v = 65\,^{\circ}C$

Mário Cesar Gomes Martins
Instrumentista

Quando se aumenta esta queda de 1°C no limite inferior, ou seja:

B) $$\left\{\begin{array}{l} T_0 = 120\,^{\circ}C \\ t_v = 54\,^{\circ}C \end{array}\right\} T_0 - t_v = 66\,^{\circ}C$$

o aumento repercute quase integralmente sobre as temperaturas do último corpo, um pouco menos sobre as do corpo precedente e quase nada sobre as do 1.°.

Inversamente, quando se aumenta a queda de 1°C no limite superior, ou seja:

C) $$\left\{\begin{array}{l} T_0 = 121\,^{\circ}C \\ t_v = 55\,^{\circ}C \end{array}\right\} T_0 - t_v = 66\,^{\circ}C$$

é no 1.° corpo que as temperaturas vão subir de 1°C, ou quase, e o último praticamente não será afetado.

Para melhor compreensão, supõe-se que se trate dum quádruplo e que o equilíbrio térmico se estabeleça da seguinte maneira, nos 3 casos considerados:

	A	B	C
Vapor de escape	120°C	120 °C	121 °C
„ do 1.° corpo	111 „	110,9 „	111,9 „
„ „ 2.° „	100 „	99,8 „	100,8 „
„ „ 3.° „	85 „	84,6 „	85,6 „
„ „ 4.° „	55 „	54 „	55 „

Supõe-se, finalmente, que os Brix e as quedas de temperatura em cada corpo sejam os seguintes:

QUADRO 33.19

	Brix do caldo B			*Queda de temperatura Δ*				
				Aparente			*Real*	
	Entrada	*Saída*	*Médio*	*A*	*B e C*	*E.P.E.*	*A*	*B e C*
1.° corpo	12	18	15	9°	9,1°	0,8°	8,2°	8,3°
2.° „	18	26	22	11°	11,1°	1,3°	9,7°	9,8°
3.° „	26	32	29	15°	15,2°	2°	13°	13,2°
4.° „	32	64	48	30°	30,6°	6,3°	23,7°	24,3°

A fórmula de Dessin fornece:

		1.° c.	*2.° c.*	*3.° c.*	*4.° c.*	*Média*
Caso A	Taxa de evaporação = c	5,61	4,45	3,27	1,61	
	Evaporação por m²/h = $c \cdot \Delta_r$	46	43,2	42,5	38,2	42,7 kg/m²/h

Caso B	Taxa de evaporação = c	5,61	4,44	3,25	1,59	
	Evaporação por m²/h = $c \cdot \Delta_t$	46,6	43,5	42,9	38,6	43,1 kg/m²/h
Caso C	Taxa de evaporação = c	5,69	4,52	3,32	1,64	
	Evaporação por m²/h = $c \cdot \Delta_t$	47,2	44,3	43,8	39,9	44 „

Observa-se que um aumento de 1°C = 1,5%, do lado do limite superior de temperatura, produz um aumento de evaporação de:

$$\frac{44 - 42,7}{42,7} = 3\%$$

enquanto um aumento igual, do lado do último corpo sob vácuo, produz apenas um aumento de:

$$\frac{43,1 - 42,7}{42,7} = 0,9\%$$

portanto, 3 vezes mais fraco.

Observa-se facilmente que esta diferença de efeito ocorre porque, ao aumentar o vácuo, diminui-se de corpo em corpo a pressão nas calandras e, conseqüentemente, as taxas de evaporação dos corpos, o que compensa, parcialmente, o incremento obtido com o aumento da queda de temperatura, enquanto, ao aumentar a pressão de vapor de escape, melhoram as taxas, cujo efeito se acrescenta ao aumento sobre $T_0 - t_v$.

ESCOLHA DO NÚMERO DE EFEITOS

Sob o ponto de vista da economia de vapor, evidentemente é interessante que o número de efeitos seja o maior possível. Por que se fica geralmente com 3, 4 ou 5 efeitos?

Isto se deve a 4 causas principais:

1.° Como a capacidade dum múltiplo-efeito é determinada pela superfície individual de seus corpos, seu preço será aproximadamente proporcional ao número de efeitos.

2.° Quando se passa de um efeito de ordem $n - 1$ a um efeito de ordem n, o aumento teórico do consumo de vapor realizado tem o seguinte valor:

$$Q' - Q = \frac{E}{n-1} - \frac{E}{n} = \frac{E}{n(n-1)} \qquad (33.34)$$

Relacionado ao consumo anterior, este aumento representa:

$$\frac{Q' - Q}{Q} = \frac{\dfrac{E}{n(n-1)}}{\dfrac{E}{n-1}} = \frac{1}{n} \quad \text{ou:} \quad \frac{100}{n}\%.$$

Portanto, diminuirá rapidamente com o número de efeitos.

3.º É relativamente mais simples e menos caro aumentar o número de efeitos com a instalação dum termocompressor, o qual, ao mesmo tempo, ocupa menos lugar.

4.º As perdas por irradiação e convecção são aproximadamente proporcionais ao número de corpos e, portanto, ao número de efeitos. Além disso, a perda de queda de temperatura devida à diferença entre a temperatura do caldo e a de seu vapor, aumenta rapidamente com o número de efeitos. No último corpo do múltiplo-efeito já é quase igual ao seu valor em simples efeito. A perda análoga devida à pressão hidrostática cresce igualmente com o número de efeitos. Finalmente, estas 3 perdas contribuem rapidamente para reduzir o aumento teórico a ser esperado da adição de um efeito.

Para um aparelho moderno, segue um exemplo das perdas de queda de temperatura que poderiam ocorrer (b = devidas ao Brix; h = devidas à pressão hidrostática; t = totais):

QUADRO 33.20

Perdas de queda de temperatura em múltiplo-efeito

	Triplo-efeito	*Quádruplo-efeito*	*Quíntuplo-efeito*
	$b + h = t$	$b + h = t$	$b + h = t$
1.º corpo	0,2 + 0,8 = 1 °C	0,2 + 0,6 = 0,8 °C	0,2 + 0,6 = 0,8 °C
2.º „	0,5 + 1,3 = 1,8 „	0,4 + 0,9 = 1,3 „	0,3 + 0,8 = 1,1 „
3.º „	1,9 + 4,1 = 6 „	0,7 + 1,4 = 2,1 „	0,6 + 1 = 1,6 „
4.º „		1,9 + 4,2 = 6,1 „	1 + 1,7 = 2,7 „
5.º „			2,5 + 4,2 = 6,7 „
	8,8 „	10,3 „	12,9 „

Este pequeno quadro foi estabelecido supondo $T_0 = 115$ a 120°C, $t_v = 55$°C e uma altura de calandra de cerca de 2 m, com sangrias e equilíbrio térmico os mais generalizados.

A queda total de temperatura geralmente se limita à seguinte proporção aproximada:

QUADRO 33.21

Perda ocorrida na queda total de temperatura

	Queda total	*Perda*	*Queda líquida*	*% perdida na queda*	
				total	*líquida precedente*
Triplo-efeito	63 °C	8,8 °C	54,2 °C	13,9 %	—
Quádruplo-efeito	63 „	10,3 „	52,7 „	16,3	2,8 %
Quíntuplo-efeito	63 „	12,9 „	50,1 „	20,4	4,9

Para passar do quíntuplo ao sêxtuplo-efeito, é preciso contar, *a priori*, com uma queda suplementar de mais de 7% da capacidade do aparelho, porém aumentado de um corpo. A esta perda de capacidade é preciso acrescentar as perdas de vapor por irradiação e convecção (cf. p. 593), as quais, por sua vez, também aumentam com o número de efeitos, por exemplo, 2%, 5% e 9%, respectivamente, para o triplo, o quádruplo e o quíntuplo-efeito. Observa-se que o investimento com um efeito suplementar é muito dificilmente amortizado.

Na prática, consegue-se um aumento econômico importante, passando do triplo ao quádruplo-efeito, com um aumento ainda considerável do quádruplo ao quíntuplo, nas usinas grandes. De modo muito aproximado, instalam-se:

Um triplo	nas	usinas	com	menos de 20	TCH
Um quádruplo	»	»	»	20 a 100	»
Um quíntuplo	»	»	»	mais de 100	»

O uso do sêxtuplo é muito excepcional, e mesmo numa usina muito grande, em condições normais não compensaria.

OBSERVAÇÃO 1. *Altura dos tubos.* — Observa-se que a perda de capacidade ocorrida com a queda de temperatura se deve sobretudo à pressão hidrostática e, portanto, aumenta com o comprimento dos tubos. Com outras palavras, quanto mais compridos forem os tubos, menos interesse há em aumentar o número de efeitos.

OBSERVAÇÃO 2. *Taxas de evaporação.* — Levando em consideração as perdas acima, é preciso modificar o quadro teórico 33.18. Considerando estas perdas e aumentando-as de 20%, para obter taxas similares, correspondendo aos valores comuns, tem-se:

QUADRO 33.22

Taxas de evaporação

	Comprimento dos tubos	
	2,50 m	*1,50 m*
Simples-efeito	120 kg/m²/h	125 kg/m²/h
Duplo-efeito	58 »	60 »
Triplo-efeito	37 »	39 »
Quádruplo-efeito	27 »	28 »
Quíntuplo-efeito	20 »	22 »

Entretanto, estes números representam apenas um valor médio e prudente a ser adotado nos anteprojetos, freqüentemente ultrapassado, na prática. Webre (p. 344) assinalou taxas por ele consideradas normais, às quais acrescentamos os valores que indicou mais recentemente (Sp. and M., 9.ª ed., p. 162):

QUADRO 33.23

Taxas de evaporação práticas, de acordo com Webre

	Evaporação (1926)				*Manual (1963)*					
	T_0	t_v	*Taxas de evaporação*		T_0	t_v	*Taxas de evaporação*			
Triplo-efeito comum	115 °C	60 °C	49	kg/m²/h	≥ 108 °C	≤ 52 °C	51	kg/m²/h	ou aprox. 50	kg/m²/h
Quádruplo-efeito comum	115	60	36,5	„	≥ 108	≤ 52	39	„	„ „ 40	„
Quíntuplo-efeito comum	115	60	29	„	≥ 108	≤ 52	29	„	„ „ 30	„
Duplo-efeito sob presão	123	102	32	„						
Triplo-efeito sob pressão	123	102	22	„						
Pauly ou pré-evaporador							29-39	„	„ „ 30-40	„

Estes valores são cerca de 30% superiores aos do quadro 33.22.

CÁLCULOS E PROJETOS DE MÚLTIPLO-EFEITO

Distribuição da queda de pressão. — Quando se executa o projeto dum múltiplo-efeito completamente novo, podendo conseqüentemente determinar todas as suas condições de funcionamento, determinam-se as superfícies e as quedas de temperatura respectivas dos corpos, conforme um cálculo de economia máxima que será enunciado mais adiante.

Porém, os resultados deste cálculo não são sempre aceitáveis e, às vezes, é necessário modificá-lo, para poder respeitar certas considerações secundárias que obrigam a afastar-se das condições de economia máxima encontradas.

Uma destas considerações é a seguinte: é preciso procurar distribuir entre os corpos a queda de pressão total do múltiplo-efeito, para que as quedas de pressão individuais sob as quais trabalham os vários corpos sejam aproximadamente iguais, porém um pouco decrescentes do 1.º ao último corpos.

Esta igualação das quedas de pressão tem por finalidade unificar as alturas de sifão entre os corpos, evitar os arrastos de caldo, de água ou de gases incondensáveis, grandes demais em certos corpos e pequenos demais em outros, e, principalmente, evitar os riscos de arrasto que seriam produzidos pelos corpos precedendo uma queda de pressão muito grande. E como os riscos de arrasto aumentam do 1.º ao último corpo, adota-se, preferivelmente, uma escala um pouco decrescente, em vez de quedas rigorosamente iguais.

Valores a serem adotados. — Se fosse possível seguir integralmente o princípio acima, poder-se-ia distribuir a queda de pressão da seguinte maneira:

QUADRO 33.24

Distribuição da queda de pressão entre os corpos

Triplo-efeito	$\frac{11}{30} + \frac{10}{30} + \frac{9}{30}$
Quádruplo-efeito	$\frac{11}{40} + \frac{10{,}33}{40} + \frac{9{,}67}{40} + \frac{9}{40}$
Quíntuplo-efeito	$\frac{11}{50} + \frac{10{,}5}{50} + \frac{10}{50} + \frac{9{,}5}{50} + \frac{9}{50}$

No caso em que $T_0 - t_v = 120°C - 55°C = 65°C$, isto levaria às pressões absolutas e às temperaturas correspondentes seguintes:

QUADRO 33.25

Escala das pressões (kg/cm² absolutas) e temperaturas (°C) ($T_0 = 120°C$; $t_v = 55°C$; distribuição do quadro 33.24)

		Vapor de escape	*1.º corpo*	*2.º corpo*	*3.º corpo*	*4.º corpo*	*5.º corpo*
Triplo-efeito	Pressão	2,025	1,370	0,720	0,160		
	Temperatura	120 °C	107 °C	90 °C	55 °C		
Quádruplo-efeito	Pressão	2,025	1,512	1,030	0,580	0,160	
	Temperatura	120 °C	111 °C	100 °C	85 °C	55 °C	
Quíntuplo-efeito	Pressão	2,025	1,614	1,223	0,850	0,496	0,160
	Temperatura	120 °C	113 °C	105 °C	95 °C	80 °C	55 °C

Quantidade de vapor disponível para cada corpo

Esta escala de pressão nos leva a uma noção muito interessante, que é a do peso de vapor disponível nos vários corpos dum múltiplo-efeito dado. Esta noção é muito útil para se ter uma idéia imediata das possibilidades de sangria de um aparelho existente.

Como as quedas de pressão ótimas estão estabelecidas de acordo com o princípio acima, as diferenças de temperatura são deduzidas destas mesmas quedas. As quedas de temperatura com as quais trabalham os vários corpos não variam muito quando os limites superiores T_0 e o inferior t_v mudam pouco, evidentemente, na condição do que se trate dum múltiplo-efeito clássico, trabalhando entre uma contrapressão de 0,500 a 1,500 kg/cm² ef. e um vácuo de 62 a 66 cm de mercúrio.

Admitindo um Brix normal para cada corpo e baseando-se nas temperaturas exatas correspondentes às pressões acima, o uso da fórmula de Dessin (fator 0,0008) leva a dar a cada corpo as seguintes capacidades de evaporação, calculadas em kg de vapor por m²/hora:

QUADRO 33.26

Capacidade de evaporação dos corpos dum múltiplo-efeito trabalhando nas condições do quadro 33.25

Efeito	*1.º corpo*	*2.º corpo*	*3.º corpo*	*4.º corpo*	*5.º corpo*
	kg/m²/h	kg/m²/h	kg/m²/h	kg/m²/h	m²/kg/h
Triplo	53	48	43		
Quádruplo	37	35	32	28	
Quíntuplo	28	26	25	25	17

Tomando como base um múltiplo-efeito trabalhando entre 112°C e 55°C (em vez de 120°C e 55°C), com um Brix um pouco mais baixo, conseguem-se valores um pouco diferentes. São os seguintes, calculados com um fator 0,001, para torná-los mais comparáveis aos precedentes:

Triplo: 50 — 47 — 38 kg/m²/h
Quádruplo: 35 — 33 — 29 — 23 "
Quíntuplo: 26 — 25 — 23 — 21 — 16 "

Muitas vezes, em quádruplo e em quíntuplo-efeito não se utilizam as possibilidades do penúltimo corpo, considerando-as pouco importantes. Neste caso os 2 últimos corpos ajustam-se automaticamente às suas possibilidades médias e o quadro 33.26, por exemplo, se torna:

Quádruplo: 37 — 35 — 30 — 30 kg/m²/h
Quíntuplo: 28 — 26 — 25 — 21 — 21 "

Isto aumenta muito as disponibilidades do antepenúltimo corpo.

EXEMPLO. — Um quádruplo-efeito com 4 corpos iguais de 500 m² cada um, trabalhando entre 120°C e 55°C, poderia fornecer as seguintes disponibilidades:

QUADRO 33.27

Disponibilidades de vapor num quádruplo com corpos de 500 m²

	Produção possível	*Disponível para sangrias*
1.º corpo	500 m² × 37 kg/m²/h = 18 500 kg/h	1 000 kg/h
2.º "	500 " × 35 " = 17 500 "	1 500 "
3.º "	500 " × 32 " = 16 000 "	2 000 "
4.º "	500 " × 28 " = 14 000 "	14 000 "

OBSERVAÇÃO. *Taxa de evaporação e número de efeitos.* — Levando em consideração as perdas, já passamos do quadro teórico 33.18 ao quadro 33.22. Aceitando a fórmula de Dessin (rústica, porém com aproximação aceitável), os números do quadro 33.26, por exemplo, demonstram que a vantagem do triplo sobre o quádruplo, e do quádruplo sobre o quíntuplo, é ainda mais evidente do que indica o quadro 33.22. Com efeito, a adição das capacidades do quadro 33.26, por exemplo, reduzidas ao fator 0,0008125, relacionada à superfície total do múltiplo-efeito, suposto possuir corpos iguais, fornece:

Triplo-efeito:

$$\frac{0{,}0008125}{0{,}001} \times \frac{53 + 48 + 43}{3} = 0{,}8125 \times \frac{144}{3} \qquad = 39 \quad \text{kg/m}^2\text{/h}$$

Quádruplo-efeito:

$$\frac{0{,}0008125}{0{,}001} \times \frac{37 + 35 + 32 + 28}{4} = 0{,}8125 \times \frac{132}{4} \qquad = 26{,}8 \quad \text{"}$$

Quíntuplo-efeito:

$$\frac{0{,}0008125}{0{,}001} \times \frac{28 + 26 + 25 + 25 + 17}{5} = 0{,}8125 \times \frac{121}{5} = 19{,}7 \quad \text{"}$$

Isto limita o número de efeitos ainda mais rapidamente do que as observações feitas de acordo com o quadro 33.21 poderiam deixar supor.

DETERMINAÇÃO DAS SUPERFÍCIES DE AQUECIMENTO DOS CORPOS

Pode-se obter de cada corpo dum múltiplo-efeito praticamente qualquer trabalho, contanto que tenha a superfície de aquecimento necessária, correspondente à pressão do vapor que a aquece, ao Brix do caldo que contém, à queda de temperatura sob a qual funciona etc.

É evidente, porém, que as superfícies de aquecimento dos vários corpos devem ser proporcionadas de modo lógico, e o mais lógico é ter-se uma superfície de aquecimento total mínima para o múltiplo-efeito.

Proporcionamento das superfícies de aquecimento dos corpos para obter uma superfície total mínima. — É necessário procurar a lei de acordo com a qual os corpos devem ser proporcionados, para chegar à superfície total mínima.

De imediato, supõe-se o caso geral dum múltiplo-efeito com n corpos e sangrias. Seja:

$S_1, S_2, S_3, \ldots, S_n$ as superfícies respectivas dos n corpos, em m²;

$\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \ldots, \Delta_n$ as quedas líquidas de temperatura, nos n corpos, em °C;

$d_1, d_2, d_3, \ldots, d_n$ as elevações do ponto de ebulição;

$\Delta'_1, \Delta'_2, \Delta'_3, \ldots, \Delta'_n$ as quedas brutas correspondentes: $\Delta' = \Delta + d$;

$c_1, c_2, c_3, \ldots, c_n$ as T.E.E.R. dos n corpos, em kg/m²/h/°C (cf. p. 620);

$e_1, e_2, e_3, \ldots, e_n$ as quantidades de água evaporadas pelos n corpos, em kg/h;

$b_1, b_2, b_3, \ldots, b_n$ os Brix médios do caldo nestes corpos.

As quantidades de água evaporadas pelos vários corpos são, respectivamente:

$$e_1 = c_1 S_1 \Delta_1 \qquad e_2 = c_2 S_2 \Delta_2 \qquad \ldots \qquad e_n = c_n S_n \Delta_n$$

com:

$$e_1 + e_2 + e_3 + \ldots + e_n = E$$

E é a quantidade total de água a ser evaporada, dado essencial do projeto; e

$$\Delta'_1 + \Delta'_2 + \Delta'_3 + \ldots + \Delta'_n = \Delta'$$

$$\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \ldots + \Delta_n = \Delta$$

Δ' é a queda bruta total e Δ a queda líquida total de temperatura entre vapor de escape e condensador. Após a escolha dos comprimentos dos tubos, pode-se considerar Δ como um dado *a priori*, como também Δ', porque: 1.º os Brix dependem das e, que se supõem como preestabelecidas; 2.º as d dependem somente dos Brix e dos comprimentos dos tubos.

Estuda-se primeiramente a proporção do 1.º corpo em relação aos outros, supondo provisoriamente que os outros corpos estejam proporcionados da melhor maneira entre si e que a condição à qual se deseja chegar seja que estas proporções não variem quando a superfície do 1.º varia. Mais adiante esta hipótese será novamente examinada.

Para simplificar os cálculos, supõe-se que as elevações d são proporcionais às Δ, o que é aproximadamente verdadeiro, sobretudo quando se excetua o último corpo (cuja d_n não será necessária a esta demonstração). Portanto, é possível estabelecer:

$$\Delta_1 = m\Delta \qquad \Delta'_1 = m\Delta'$$

Então:

$$\begin{aligned}
\Delta_2 &= k_2(1-m)\Delta & \Delta'_2 &= k_2(1-m)\Delta' \\
\Delta_3 &= k_3(1-m)\Delta & \Delta'_3 &= k_3(1-m)\Delta' \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots & &\ldots\ldots\ldots\ldots \\
\Delta_n &= k_n(1-m)\Delta & \Delta'_n &= k_n(1-m)\Delta'
\end{aligned}$$

sendo $k_2, k_3, \ldots, k_n$ os coeficientes de proporcionalidade das quedas de temperatura Δ e das elevações d dos outros corpos entre si, cujos valores relativos não variam quando m varia.

Enfim, admitir-se-á que a temperatura de base da fórmula de Dessin (54°C) se iguala à temperatura de vácuo (o que corresponde, praticamente, à realidade, evitando a consideração duma diferença ε entre estas duas temperaturas).

A superfície do 1.º corpo tem o seguinte valor:

$$S_1 = \frac{e_1}{c_1 \Delta_1} = \frac{e_1}{c_1 m \Delta}$$

com:

$$c_1 = 0{,}001(100 - b_1)(T_0 - 54) = a_1\Delta'$$

estabelecendo:

$$0{,}001(100 - b_1) = a_1$$

Então:

$$S_1 = \frac{e_1}{a_1\Delta\Delta' m}.$$

Da mesma maneira:

$$S_2 = \frac{e_2}{c_2\Delta_2}$$

e

$$c_2 = 0{,}001(100 - b_2)(\Delta' - \Delta'_1) = a_2(\Delta' - \Delta'_1) = a_2\Delta'(1 - m)$$

ou:

$$S_2 = \frac{e_2}{a_2k_2\Delta\Delta'(1 - m)^2}$$

Da mesma maneira:

$$S_3 = \frac{e_3}{c_3\Delta_3}$$

e

$$c_3 = a_3(\Delta' - \Delta'_1 - \Delta'_2) = a_3[\Delta' - m\Delta' - k_2(1 - m)\Delta'] = a_3\Delta'(1 - k_2)(1 - m)$$

ou:

$$S_3 = \frac{e_3}{a_3k_3(1 - k_2)\Delta\Delta'(1 - m)^2}$$

Generalizando:

$$S_n = \frac{e_n}{a_nk_n(1 - k_2 - k_3 - \ldots - k_{n-1})\Delta\Delta'(1 - m)^2}$$

Finalmente, a superfície total S do múltiplo-efeito tem o seguinte valor:

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + \ldots + S_n$$

Procurando seu valor mínimo, quando m varia, deve-se escrever:

$$\frac{dS}{dm} = \frac{dS_1}{dm} + \frac{dS_2}{dm} + \frac{dS_3}{dm} + \ldots + \frac{dS_n}{dm} = 0$$

$$-\frac{e_1}{a_1\Delta\Delta' m^2} + \frac{2e_2}{a_2k_2\Delta\Delta'(1 - m)^3} + \frac{2e_3}{a_3k_3(1 - k_2)\Delta\Delta'(1 - m)^3} + \ldots + \frac{2e_n}{a_nk_n(1 - k_2 - k_3 - \ldots - k_{n-1})(1 - m)^3} = 0$$

ou:

$$\frac{S_1}{m} = \frac{2S_2}{1-m} + \frac{2S_3}{1-m} + \ldots + \frac{2S_n}{1-m}$$

$$\frac{2m}{1-m} = \frac{S_1}{S_2 + S_3 + \ldots S_n}$$

ou seja, com as quedas líquidas:

$$\frac{S_1}{S_2 + S_3 + \ldots + S_n} = \frac{2\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3 + \ldots + \Delta_n} \tag{33.35}$$

ou, com as quedas brutas:

$$\frac{S_1}{S_2 + S_3 + \ldots + S_n} = \frac{2\Delta'_1}{\Delta'_2 + \Delta'_3 + \ldots + \Delta'_n} \tag{33.36}$$

Com outras palavras: *Para obter uma superfície de aquecimento mínima do múltiplo-efeito, a relação entre a superfície dum corpo e a soma dos corpos seguintes deve ser igual ao dobro da relação entre a queda de temperatura deste corpo e a soma das quedas de temperatura dos corpos seguintes.*

Estabelece-se:

$$\frac{e_1}{c_1} = t_1 \qquad \frac{e_2}{c_2} = t_2 \quad \ldots \quad \frac{e_n}{c_n} = t_n$$

tem-se:

$$S_1 = \frac{t_1}{\Delta_1} \qquad S_2 = \frac{t_2}{\Delta_2} \quad \ldots \quad S_n = \frac{t_n}{\Delta_n} \tag{33.37}$$

E estas equações mostram que, em (33.35), é possível substituir as S pelas $\frac{t}{\Delta}$.

Tendo, desta maneira, estabelecidos os valores ótimos de S_1 e Δ_1, falta encontrar o valor ótimo das superfícies e das quedas de temperatura dos outros corpos. Porém, é fácil observar que, com os valores do 1.º corpo estabelecidos, o 2.º corpo, em relação aos seguintes, se torna um verdadeiro 1.º corpo, porque sua taxa c se estabelece,por sua vez. Tudo se passa como se se tratasse dum múltiplo-efeito com $n - 1$ corpos e com queda total de temperatura $\Delta' - \Delta'_1$. O cálculo teria um desenvolvimento idêntico e encontrar-se-ia, do mesmo modo:

$$\frac{S_2}{S_3 + S_4 + \ldots + S_n} = \frac{2\Delta_2}{\Delta_3 + \Delta_4 + \ldots + \Delta_n} \tag{33.38}$$

e assim por diante, até o duplo-efeito formado com os 2 últimos corpos:

$$\frac{S_{n-1}}{S_n} = \frac{2\Delta_{n-1}}{\Delta_n}. \tag{33.39}$$

Caso do quádruplo. - No caso do quádruplo, por exemplo, tem-se:

$$\frac{S_1}{S_2 + S_3 + S_4} = \frac{2\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4} \text{ ou : } \quad \frac{\frac{t_1}{\Delta_1}}{\frac{t_2}{\Delta_2} + \frac{t_3}{\Delta_3} + \frac{t_4}{\Delta_4}} = \frac{2\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4} \tag{33.40}$$

$$\frac{S_2}{S_3+S_4}=\frac{2\Delta_2}{\Delta_3+\Delta_4} \qquad \text{ou:} \qquad \frac{\frac{t_2}{\Delta_2}}{\frac{t_3}{\Delta_3}+\frac{t_4}{\Delta_4}}=\frac{2\Delta_2}{\Delta_3+\Delta_4} \tag{33.41}$$

$$\frac{S_3}{S_4}=\frac{2\Delta_3}{\Delta_4} \qquad \text{ou:} \qquad \frac{\frac{t_3}{\Delta_3}}{\frac{t_4}{\Delta_4}}=\frac{2\Delta_3}{\Delta_4} \tag{33.42}$$

$$\Delta_1+\Delta_2+\Delta_3+\Delta_4=\Delta \tag{33.43}$$

Estabelece-se:

$$r_1=\frac{\Delta}{\Delta_1} \qquad r_2=\frac{\Delta_1}{\Delta_2} \qquad r_3=\frac{\Delta_2}{\Delta_3} \qquad r_4=\frac{\Delta_3}{\Delta_4}$$

Da fórmula (33.42), obtém-se:

$$r_4=\frac{\Delta_3}{\Delta_4}=\sqrt{\frac{t_3}{2t_4}} \tag{33.44}$$

Substituindo em (33.41) Δ_4 por seu valor Δ_3/r_4:

$$r_3=\frac{\Delta_2}{\Delta_3}=\sqrt{\frac{\left(1+\frac{1}{r_4}\right)t_2}{2(t_3+t_4r_4)}} \tag{33.45}$$

Aplicando em (33.40):

$$r_2=\frac{\Delta_1}{\Delta_2}=\sqrt{\frac{\left(1+\frac{1}{r_3}+\frac{1}{r_3r_4}\right)t_1}{2(t_2+t_3r_3+t_4r_4r_3)}} \tag{33.46}$$

(33.43) fornece, finalmente:

$$r_1=\frac{\Delta}{\Delta_1}=1+\frac{1}{r_2}+\frac{1}{r_2r_3}+\frac{1}{r_2r_3r_4} \tag{33.47}$$

Esta últimas 4 fórmulas permitem calcular os 4 Δ por recorrência. A aplicação é muito rápida: um exemplo será fornecido mais adiante (p. 640).

Caso do triplo-efeito. — As mesmas expressões são obtidas muito rapidamente trocando os índices, no caso do triplo ou do quíntuplo-efeito. Para o triplo, por exemplo, obter-se-ia:

$$r_1=\frac{\Delta}{\Delta_1}=1+\frac{1}{r_2}+\frac{1}{r_2r_3} \tag{33.48}$$

$$r_2 = \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{1}{r_3}\right) t_1}{2(t_2 + t_3 r_3)}} \tag{33.49}$$

$$r_3 = \frac{\Delta_2}{\Delta_3} = \sqrt{\frac{t_2}{2t_3}} \tag{33.50}$$

OBSERVAÇÃO. — É possível constatar agora que a hipótese na qual estava baseada a demonstração (cf. p. 632) é correta: a condição encontrada de proporção ótima entre os corpos após o 1.º, à qual se chegou, corresponde ao fato de que suas quedas de temperatura continuam proporcionais entre si quando a queda do 1.º varia. Com efeito, efetuando esta demonstração para o caso do quíntuplo, por exemplo, e em condições correspondentes a (33.40), (33.41), (33.42) e (33.43), as quais se aplicam supostamente aos últimos 4 corpos deste quíntuplo, a queda Δ se tornaria $\lambda\Delta$. Todas as outras condições continuariam inalteradas substituindo Δ_1 por $\lambda\Delta_1$, Δ_2 por $\lambda\Delta_2$, Δ_3 por $\lambda\Delta_3$ e Δ_4 por $\lambda\Delta_4$, porque os λ podem, neste caso, ser colocados como fator no numerador e no denominador dos segundos membros das expressões (33.40) a (33.42) e nos dois membros de (33.43).

PROJETO DE MÚLTIPLO-EFEITO

Existem vários métodos de cálculo dum múltiplo-efeito. Será estudado o mais simples e a seguir serão dadas as variantes mais importantes. Para melhor compreensão e simplificação do exposto, considerar-se-á um caso concreto.

A. Escala de pressão normal

DADOS. — Deseja-se calcular um quádruplo-efeito para uma usina trabalhando nas seguintes condições:

Moagem da usina		100 TCH
Peso de caldo misto % de cana		100 kg
Brix do caldo clarificado	B_f =	13
Brix a ser obtido do xarope	B_s =	65
Temperatura do caldo frio		30°C
Contrapressão		1 kg/cm²
Vácuo no condensador		64 cm

DESENVOLVIMENTO DOS CÁLCULOS. — a) *Cálculo da evaporação total.* — A quantidade total de água a ser evaporada é (fórm. 33.9):

$$E = 100\,000\left(1 - \frac{13}{65}\right) = 80\,000 \text{ kg/h}.$$

b) *Escolha das temperaturas.* — Para este múltiplo-efeito adota-se a escala de pressão do quadro (33.24). Ao mesmo tempo, estabelece-se o comprimento dos tubos dos vários corpos, o que permite determinar de modo aproximado as elevações d do ponto de ebulição nos corpos (cf. p. 550). Donde se obtêm as temperaturas seguintes:

QUADRO 33.28

Escala das temperaturas

	Vapor	*d*	*Caldo*	*Queda real*
Vapor de escape	120 °C			
1.° corpo	111 „	0,8 °C	111,8 °C	8,2 °C
2.° „	100 „	1,3 „	101,3 „	9,7 „
3.° „	85 „	2,1 „	87,1 „	12,9 „
4.° „	55 „	6,1 „	61,1 „	23,9 „
Queda líquida total				54,7 „

c) *Determinação das sangrias.* — Com a ajuda destas temperaturas, decidem-se os aquecimentos. Para efetuá-los em condições econômicas, respeitam-se as margens aconselhadas no quadro 31.1 (p. 511). Assim, o cáldo é aquecido:

Pelo 3.° corpo	de 30 a	65°C
„ 2.° „	„ 65 „	85 „
„ 1.° „	„ 85 „	103 „

Além disso, toma-se no primeiro corpo o vapor necessário aos 2/3 dos cozimentos, cujo consumo está estimado num total de 120 kg/TC (cf. p.1042).

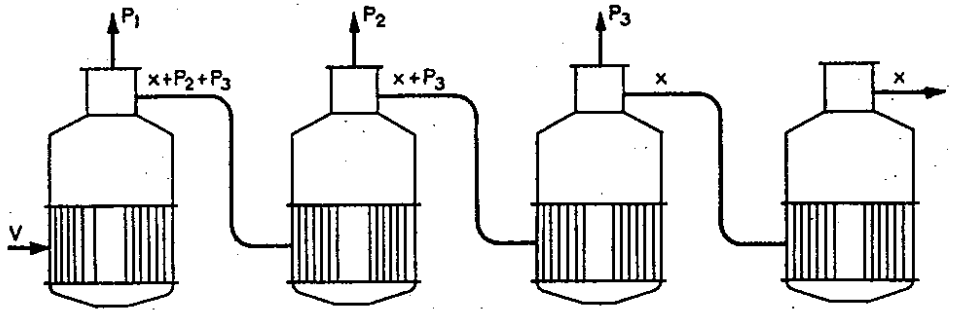


FIG. 33.48. — Cálculo das sangrias.

Como os calores latentes dos vapores são (quadro 42.1):

1.° corpo	(111°C)	532 kcal/kg
2.° „	(100°C)	539 „
3.° „	(85°C)	548 „

chega-se às seguintes sangrias:

Do 3.° corpo:

$$P_3 = \frac{100\,000 \times 0{,}9(65 - 30)}{548 \times 0{,}95} = 6\,050 \text{ kg/h de vapor}$$

Do 2.° corpo:

$$P_2 = \frac{100\,000 \times 0{,}9(85 - 65)}{539 \times 0{,}95} = 3\,515 \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„}$$

Do 1.º corpo:

$$\left.\begin{array}{ll} a) \text{ Aquecimentos: } P_1 = \dfrac{100\,000 \times 0{,}9(103 - 85)}{532 \times 0{,}95} = 3\,204 \\ b) \text{ Cozimentos: } \quad P_1' = 100 \times 120 \times \dfrac{2}{3} = 8\,000 \end{array}\right\} 11\,204 \text{ kg/h de vapor}$$

d) *Cálculo da evaporação individual dos corpos.* — Seja x a quantidade de vapor fornecida pelo 4.º corpo e indo ao condensador. Como cada corpo deve fornecer o vapor necessário ao seguinte, mais sua sangria (fig. 33.48), os diversos corpos devem evaporar:

4.º corpo	x kg							
3.º „	x	+	6 050 kg					
2.º „	x	+	6 050	+	3 515 kg			
1.º „	x	+	6 050	+	3 515	+	11 204 kg	
	$4x$	+	3(6 050)	+	2(3 515)	+	11 204	

Deve-se obter:

$$4x + 18\,150 + 7\,030 + 11\,204 = 80\,000$$

donde:

$$x = 10\,904 \text{ kg/hora.}$$

Portanto, as evaporações dos diversos corpos são:

4.º corpo	$e_4 = 10\,904$	$= 10\,904$ kg/h	
3.º „	$e_3 = 10\,904 + 6\,050$	$= 16\,954$	„
2.º „	$e_2 = 16\,954 + 3\,515$	$= 20\,469$	„
1.º „	$e_1 = 20\,469 + 11\,204$	$= 31\,673$	„
Evaporação total		$E = 80\,000$	„

e) *Cálculo dos Brix.* — Agora é possível calcular o Brix dos caldos:

QUADRO 33.29

Cálculo dos Brix

		Brix médio
Entrada do 1.º corpo:	$B_0 = \quad = 13°$	
Saída do 1.º corpo:	$B_1 = 13 \times \dfrac{100\,000}{100\,000 - 31\,673} = 19°$	$16° = b_1$
„ „ 2.º „	$B_2 = 13 \times \dfrac{100\,000}{68\,327 - 20\,469} = 27{,}2°$	$23{,}1° = b_2$
„ „ 3.º „	$B_3 = 13 \times \dfrac{100\,000}{47\,858 - 16\,954} = 42°$	$34{,}6° = b_3$
„ „ 4.º „	$B_4 = 13 \times \dfrac{100\,000}{30\,904 - 10\,904} = 65°$	$53{,}5° = b_4$

f) *Cálculo das taxas de evaporação específicas.* — A fórmula de Dessin (33.32), aplicada com o fator 0,001 fornece:

QUADRO 33.30

Cálculo das T.E.E.

1.º c.: c_1	= 0,001(100 — 16)(120 — 54)	= 5,54	kg/m²/h/ºC	de	queda	real
2.º c.: c_2	= 0,001(100 — 23,1)(111 — 54)	= 4,38	„	„	„	„
3.º c.: c_3	= 0,001(100 — 34,6)(100 — 54)	= 3,01	„	„	„	„
4.º c.: c_4	= 0,001(100 — 53,5)(85 — 54)	= 1,44	„	„	„	„

g) *Cálculo das superfícies de aquecimento.* — Para cada corpo, tem-se:

$$S_p = \frac{e_p}{c_p \cdot \Delta_p}$$

ou seja:

$$S_1 = \frac{e_1}{c_1 \cdot \Delta_1} = \frac{31\,673}{5{,}54 \times 8{,}2^\circ} = 697\ \text{m}^2 \quad \text{Ou melhor: } 700\ \text{m}^2.$$

$$S_2 = \frac{e_2}{c_2 \cdot \Delta_2} = \frac{20\,469}{4{,}38 \times 9{,}7^\circ} = 482\ \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad 500\ \text{„}.$$

$$S_3 = \frac{e_3}{c_3 \cdot \Delta_3} = \frac{16\,954}{3{,}01 \times 12{,}9^\circ} = 437\ \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad 450\ \text{„}.$$

$$S_4 = \frac{e_4}{c_4 \cdot \Delta_4} = \frac{10\,904}{1{,}44 \times 23{,}9^\circ} = 317\ \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad 350\ \text{„}.$$

$$\overline{1\,933\ \text{„}} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \overline{2\,000\ \text{„}}.$$

Quando o múltiplo-efeito se destina a uma usina com caldos conhecidos e cujos corpos existentes não recebem incrustações, pode-se empregar o fator 0,001 na fórmula de Dessin, como se fez acima. Caso contrário, é prudente substituí-lo pelo fator 0,0009 ou 0,0008.

Sempre que for possível, usa-se o fator fornecido pela verificação do múltiplo-efeito existente. Emprega-se um fator mais elevado apenas quando as previsões de funcionamento e os aperfeiçoamentos técnicos do aparelho novo o permitam.

B. Superfície total mínima

A escala de pressões do quadro 33.24 não é uma condição essencial ao funcionamento dum múltiplo-efeito. Em vez de se basear nesta condição, é possível adotar as condições já observadas, para chegar a uma superfície de aquecimento total mínima, tornando-se a escala das pressões dependente destas condições.

O cálculo é um pouco comprido. É feito teoricamente por aproximações sucessivas, precisamente partindo da escala de pressões normais. Na realidade, é quase sempre suficiente recalcular apenas uma vez as temperaturas utilizadas.

O desenvolvimento continua o mesmo. Procede-se sucessivamente aos cálculos a), b), c), d), e), f). Conservando os mesmos dados que para o processo A, continua-se o cálculo deste quádruplo-efeito, procurando a superfície total mínima.

h) *Cálculo das taxas de evaporação t.* — Chama-se $t = \frac{e}{c}$ a "taxa" de evaporação dum corpo. Com efeito, o que realmente importa num múltiplo-efeito é a superfície e a queda de temperatura. Ora, a t dum corpo mede a necessidade de metros quadrados e de graus a serem empregados, considerando-se a posição que ele ocupa:

$$t = \frac{e}{c} = S \cdot \Delta$$

Tem-se:

$$t_1 = \frac{e_1}{c_1} = \frac{31\,673}{5{,}54} = 5\,717$$

$$t_2 = \frac{e_2}{c_2} = \frac{20\,469}{4{,}38} = 4\,673$$

$$t_3 = \frac{e_3}{c_3} = \frac{16\,954}{3{,}01} = 5\,632$$

$$t_4 = \frac{e_4}{c_4} = \frac{10\,904}{1{,}44} = 7\,572$$

i) *Cálculo dos quocientes de recorrência r.* — Torna-se:

$$r_4 = \frac{\Delta_3}{\Delta_4} = \sqrt{\frac{t_3}{2t_4}} = \sqrt{\frac{5\,632}{2 \times 7\,572}} = \sqrt{0{,}3719} = 0{,}6098$$

$$r_3 = \frac{\Delta_2}{\Delta_3} = \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{1}{r_4}\right)t_2}{2(t_3 + t_4 r_4)}} = \sqrt{\frac{(1 + 1{,}6398)4\,673}{2(5\,632 + 4\,617)}} = \sqrt{0{,}6018} = 0{,}7758$$

$$r_2 = \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{1}{r_3} + \frac{1}{r_3 r_4}\right)t_1}{2(t_2 + t_3 r_3 + t_4 r_4 r_3)}} = \sqrt{\frac{(1 + 1{,}2891 + 2{,}1138)5\,717}{2(4\,673 + 4\,369 + 3\,582)}} = \sqrt{0{,}9969} = 0{,}9985$$

$$r_1 = \frac{\Delta}{\Delta_1} = 1 + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2 r_3} + \frac{1}{r_2 r_3 r_4} = 1 + 1{,}0015 + 1{,}2910 + 2{,}1171 = 5{,}4096$$

j) *Cálculo das novas quedas teóricas.* — Tem-se:

$$\Delta_1 = \frac{\Delta}{r_1} = \frac{54{,}7°}{5{,}4096} = 10{,}i12° \rightarrow 10{,}1°$$

$$\Delta_2 = \frac{\Delta_1}{r_2} = \frac{10{,}112^\circ}{0{,}9985} = 10{,}127^\circ \rightarrow 10{,}1^\circ$$

$$\Delta_3 = \frac{\Delta_2}{r_3} = \frac{10{,}127^\circ}{0{,}7758} = 13{,}054^\circ \rightarrow 13{,}1^\circ$$

$$\Delta_4 = \frac{\Delta_3}{r_4} = \frac{13{,}054^\circ}{0{,}6098} = \underline{21{,}407^\circ} \rightarrow \underline{21{,}4^\circ}$$

$$54{,}7^\circ \qquad 54{,}7^\circ$$

l) *Correção das quedas encontradas.* — A hipótese da página 632, que visava igualar as quedas líquidas às quedas brutas, no cálculo da superfície mínima de aquecimento, é apenas aproximada. As elevações do ponto de ebulição d não são exatamente proporcionais às quedas líquidas de temperatura. Na realidade, aumentam mais rapidamente que estas, do 1.º ao último corpo. Conseqüentemente, as T.E.E.R. que seriam encontradas para o 2.º, para o 3.º e sobretudo para o 4.º corpos, ao utilizar as quedas acima e as d calculadas do quadro 33.28, seriam demasiadamente altas, porque a temperatura T do vapor na fórmula de Dessin (T — 54) é um pouco mais elevada na escala do que o indica o cálculo.

Inversamente, corrigindo totalmente as quedas líquidas encontradas acima, da diferença entre a d proporcional e a d real, incorporando-a na queda para obter as temperaturas T exatas, as quedas líquidas não corresponderiam mais às proporções impostas pelo cálculo: seriam grandes demais nos primeiros corpos e baixas demais no último.

Um cálculo detalhado demonstra que a correção a ser efetuada é pequena. Na maioria dos casos é suficiente acrescentar às quedas líquidas obtidas em (j):

	Para um quádruplo	*Para um quíntuplo*
Para o 1.º corpo	+ 0,8%	+ 0,9% da queda líquida total
„ „ 2.º „	+ 0,6 „	+ 0,7 „ „ „ „ „
„ „ 3.º „	+ 0,3 „	+ 0,4 „ „ „ „ „
„ „ 4.º „	− 1,7 „	− 0,3 „ „ „ „ „
„ „ 5.º „		− 1,7 „ „ „ „ „

o que fornece as seguintes quedas corrigidas:

$$\Delta_1 = 10{,}1^\circ + (54{,}7^\circ \times 0{,}008) = 10{,}1^\circ + 0{,}4^\circ = 10{,}5^\circ$$
$$\Delta_2 = 10{,}1^\circ + (54{,}7^\circ \times 0{,}006) = 10{,}1^\circ + 0{,}3^\circ = 10{,}4^\circ$$
$$\Delta_3 = 13{,}1^\circ + (54{,}7^\circ \times 0{,}003) = 13{,}1^\circ + 0{,}2^\circ = 13{,}3^\circ$$
$$\Delta_4 = 21{,}4^\circ - (54{,}7^\circ \times 0{,}017) = 21{,}4^\circ - 0{,}9^\circ = \underline{20{,}5^\circ}$$
$$54{,}7^\circ$$

m) *Escala de temperaturas corrigida.* — Portanto, o novo quadro de temperaturas se torna:

QUADRO 33.31

Escala de temperaturas corrigida

	Vapor	*d*	*Caldo*	*Queda real*
Vapor de escape	120 °C			
1.° corpo	108,7 „	0,8°C	109,5°C	10,5°C
2.° „	97 „	1,3 „	98,3 „	10,4 „
3.° „	81,6 „	2,1 „	83,7 „	13,3 „
4.° „	55 „	6,1 „	61,1 „	20,5 „
Queda líquida total				54,7°C

n) *Cálculo das superfícies de aquecimento.* — Empregando os novos valores das T.E.E.R. correspondentes às temperaturas acima, as superfícies de aquecimento dos corpos tornam-se:

$$S_1 = \frac{31\,673}{5{,}54 \times 10.5^{\circ}} = 544\ \text{m}^2.\ \text{Ou melhor: } 550\ \text{m}^2$$

$$S_2 = \frac{20\,469}{4{,}21 \times 10.4^{\circ}} = 467\ \text{„}.\ \text{„}\ \text{„}\ 475\ \text{„}.$$

$$S_3 = \frac{16\,954}{2{,}81 \times 13{,}3^{\circ}} = 454\ \text{„}.\ \text{„}\ \text{„}\ 450\ \text{„}.$$

$$S_4 = \frac{10\,904}{1{,}28 \times 20{,}5^{\circ}} = 414\ \text{„}.\ \text{„}\ \text{„}\ 425\ \text{„}.$$

$$1\,879\ \text{„}.\ \text{„}\ \text{„}\ 1\,900\ \text{„}.$$

Deve-se retomar, regularmente, o cálculo em (g) com as novas T.E.E.R., deduzindo sucessivamente os t, r, Δ brutos, Δ líquidos e calcular apenas as superfícies. Praticamente, quando as temperaturas corrigidas não estão mais distantes das temperaturas iniciais do que as do quadro 33.31 estão das do quadro 33.28, esta operação é inútil e podem-se adotar as superfícies encontradas.

Aquecimento do caldo no 1.° corpo. — Nos cálculos precedentes, não se levou em conta a temperatura de entrada do caldo no 1.° corpo, isto é, supôs-se que o caldo entrava com uma temperatura igual à do caldo já no corpo.

Entretanto, este não é o caso geral. Mais freqüentemente, o caldo entra no 1.° corpo com uma temperatura inferior em 5, 10 ou 15°C em relação à do caldo que ferve no corpo. O 1.° corpo deve fornecer o calor necessário para levá-lo a esta temperatura. Isto exige um suplemento de superfície.

Na prática, é suficiente levar isto em consideração acrescentando à superfície S_1, encontrada para o 1.° corpo, um suplemento s_1:

$$s_1 = 0{,}1Q(t_1 - t_0) \qquad (33.51)$$

s_1 = suplemento de superfície a ser acrescentado ao 1.º corpo, em m²;

Q = peso de caldo clarificado a ser concentrado, em t/hora;

t_1 = temperatura de ebulição do caldo no 1.º corpo, em °C;

t_0 = temperatura do caldo clarificado, à sua entrada no corpo, em °C.

Variação da superfície total. — Quando se compara a superfície total obtida por meio do método (B) precedente com aquela fornecida pelo cálculo simples (A), observa-se imediatamente a pequena diferença entre estes dois resultados, que não chega a 3%. Isto se deve a duas causas:

a) A escala de pressões obtida com base nas condições de superfície mínima é, geralmente, muito próxima da escala clássica. Um múltiplo-efeito construído de acordo com a escala clássica geralmente está muito próximo das condições ótimas.

b) Tomando como função a superfície total do aparelho e como variável qualquer uma das quedas individuais de temperatura dos corpos, a variação da superfície em redor de seu valor mínimo é muito pequena e lenta. Portanto, não há perda muito grande, mesmo afastando-se bastante das condições de superfície mínima.

Conseqüentemente, as superfícies obtidas por um dos dois métodos acima podem ser apenas consideradas como uma indicação. Sendo necessário, não há grande inconveniente em modificá-las numa medida bastante considerável, quando outras considerações o exijam.

Principalmente no uso da termocompressão, há necessidade de limitar a queda bruta do 1.º corpo a um valor máximo de 6, 8 ou 10°C. O 1.º corpo é, às vezes, aumentado e os seguintes podem ser diminuídos, porém num valor que, no total, evidentemente deve ser um pouco menor que o valor com o qual se aumentou o 1.º corpo (porque há afastamento das condições de superfície total mínima).

No caso dum projeto de múltiplo-efeito com termocompressor, trabalha-se da seguinte maneira: estabelece-se a queda bruta de temperatura no 1.º corpo, estando a queda imposta pelo termocompressor mais baixa do que aquela dada pelo cálculo, por exemplo, 116 a 110°C; em seguida consideram-se os 3 outros corpos (tratando-se dum quádruplo) como um triplo-efeito funcionando entre 110 e 55°C.

Múltiplo-efeito com corpos iguais. — Ainda há múltiplos-efeitos nos quais os corpos são idênticos. As firmas inglesas, em particular, ainda os fornecem, provavelmente tendo como objetivo a padronização.

Observa-se rapidamente se uma evaporação assim trabalha em condições de superfície mínima. Com efeito, sendo este o caso, a aplicação das fórmulas do tipo (33.40) a (33.43) demonstra imediatamente que se:

$$S_1 = S_2 = S_3 = S_4$$

e tomando Δ_4 para unidade, obtém-se:

$$\Delta_4 = 1$$

$$\frac{2\Delta_3}{\Delta_4} = \frac{S_3}{S_4} = 1 \qquad \Delta_3 = \frac{\Delta_4}{2} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{2\Delta_2}{\Delta_3 + \Delta_4} = \frac{S_2}{S_3 + S_4} = \frac{1}{2} \qquad \Delta_2 = \frac{1 + \frac{1}{2}}{2 \times 2} = \frac{3}{8}$$

$$\frac{2\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4} = \frac{S_1}{S_2 + S_3 + S_4} = \frac{1}{3} \qquad \Delta_1 = \frac{1 + \frac{1}{2} + \frac{3}{8}}{2 \times 3} = \frac{5}{16}$$

As quedas de temperatura Δ_1, Δ_2, Δ_3, Δ_4 devem, portanto, estar respectivamente na proporção:

$$\frac{5}{16} \quad \frac{3}{8} \quad \frac{1}{2} \quad 1 \qquad \text{ou:} \qquad 5 \quad 6 \quad 8 \quad 16$$

Em triplo-efeito, evidentemente, ter-se-ia encontrado: 6, 8, 16.

Em quíntuplo-efeito, ter-se-ia encontrado: 35, 40, 48, 64, 128.

INFLUÊNCIA DA DESIGUALDADE DOS CORPOS

Há múltiplos-efeitos com corpos iguais, mas também há outros nos quais um dos corpos é bem menor ou maior que os outros.

Deixa-se de lado o caso das sangrias, para não complicar o exposto e toma-se como exemplo o quádruplo-efeito com 4 corpos iguais. Partindo deste quádruplo, é interessante estudar qual será a influência sobre a evaporação total duma diminuição ou dum aumento dado de um dos corpos.

Seja, por exemplo, o quádruplo-efeito padrão com 4 corpos iguais:

a) $S_1 = 500$ m², $S_2 = 500$ m², $S_3 = 500$ m², $S_4 = 500$ m², $S = 2\,000$ m², sendo S a superfície total. Resolvem-se os dois problemas seguintes:

1.º PROBLEMA. — De quanto diminuirá a evaporação obtida neste quádruplo padrão, se um dos corpos, o 3.º, por exemplo, for substituído por um corpo de 400 m², isto é, se a superfície S_3 for diminuída de 20% e, conseqüentemente, a superfície total S de 5%?

Com outras palavras, compara-se a evaporação obtida no quádruplo:

b) $S_1 = 500$ m², $S_2 = 500$ m², $S_3 = 400$ m², $S_4 = 500$ m², $S' = 1\,900$ m² com aquela obtida no quádruplo (*a*), com os 4 corpos iguais.

Do mesmo modo, de quanto aumentará a evaporação, se o 3.º corpo for substituído por um corpo muito maior, de 1 000 m², por exemplo? Isto é, se a superfície S_3 for aumentada de 100% e, conseqüentemente, a superfície total S de 25%:

c) $S_1 = 500\ m^2$, $S_2 = 500\ m^2$, $S_3 = 1\ 000\ m^2$, $S_4 = 500\ m^2$, $S'' = 2\ 500\ m^2$.

2.º PROBLEMA. — A diminuição ou o aumento da evaporação continuam inalterados, independentemente da posição do corpo diferente dos outros? Com outras palavras, tendo-se a escolha nos quádruplos-efeitos (*b*) e (*c*) dados, seria melhor colocar o corpo de 400 m² (ou o de 1 000 m²) como 1.º corpo ou como 4.º?

O caso da "duplicação", isto é, do corpo muito maior e dum quádruplo padrão (*c*), ocorre bastante freqüentemente, sobretudo quando se aumenta a evaporação, tendo que comprar, por medida de economia, o menor número de corpos possível. Conservando material antigo, muitas vezes existe a possibilidade de duplicar a capacidade de um dos corpos, colocando 2 corpos já existentes em paralelo.

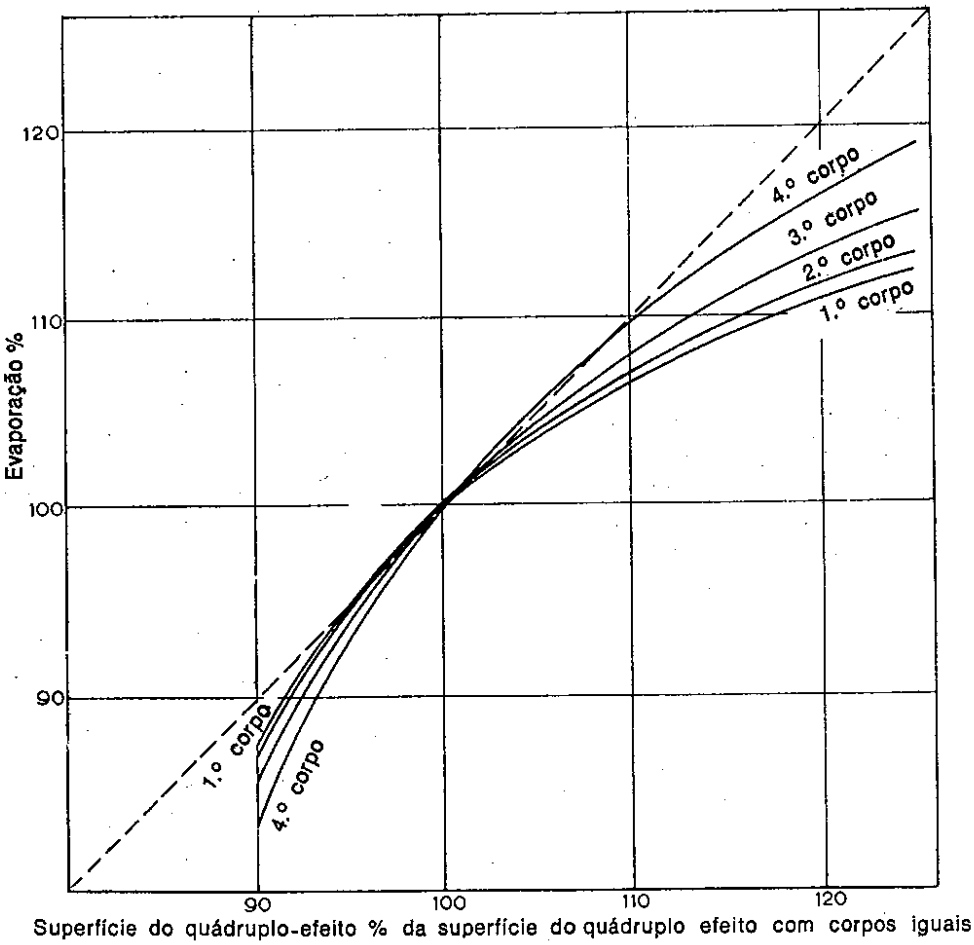


FIG. 33.49. — Evaporação obtida num quádruplo-efeito tendo 3 corpos com superfície igual e um corpo com superfície diferente.

Ora, muitas pessoas possuem idéias erradas quanto a este assunto. Às vezes, acredita-se que a capacidade dum múltiplo-efeito é determinada quase unicamente pelo corpo menor e, inversamente, que a "duplicação" praticamente não modifica a capacidade de evaporação.

Resolver-se-ão os dois problemas ao mesmo tempo. Supõe-se:

1.º Que os limites superior e inferior de temperatura continuam os mesmos em todos os casos, por exemplo, 112°C e 55°C. Conseqüentemente, a T.E.E. do 1.º corpo continua constante, porque depende apenas do limite superior de temperatura (112°C; cf. fórm. 33.32).

2.º Que a escala dos Brix não muda. Isto significa que o quádruplo-efeito recebe o caldo com o mesmo Brix B_0 e o concentra com o mesmo Brix B_4, sendo que os Brix intermediários continuam evidentemente os mesmos (cf. p. 613). Isto leva à modificação do trabalho da usina, para que corresponda em cada caso à capacidade do múltiplo-efeito.

O cálculo, efetuado com a fórmula de Dessin, leva ao resultado demonstrado pelo gráfico da fig. 33.49 e resumido no quadro 33.32.

As curvas e o quadro foram estabelecidos colocando em ordenada a evaporação obtida no quádruplo-efeito considerado, do qual um dos corpos é diferente dos outros, sendo esta evaporação relacionada àquela (igual a 100) do quádruplo-efeito padrão com 4 corpos iguais, que se obteria dando ao corpo diferente a mesma superfície que têm os 3 outros. Por outro lado, tomou-se como variável e colocou-se em abscissa a superfície *total* do quádruplo-efeito considerado, igualmente relacionada à superfície do quádruplo-efeito padrão, igual a 100.

QUADRO 33.32

Evaporação obtida num quádruplo-efeito possuindo 3 corpos com superfície igual e um corpo com superfície diferente, comparada com a evaporação do quádruplo com 4 corpos iguais aos 3 corpos com superfície igual

Sup. do corpo diferente % da sup. de cada um dos outros	*Sup. do quádruplo-efeito % da sup. do quádruplo-efeito com 4 corpos iguais*	*Evaporação obtida quando o corpo diferente é o:*			
		1.º corpo	*2.º corpo*	*3.º corpo*	*4.º corpo*
60 %	90 %	87,8	87,2	85,9	83,7
80	95	95	94,7	94,1	93
100	100	100	100	100	100
150	112,5	107,8	108,3	109,5	111,6
200	125	112,3	113,2	115,3	119

EXEMPLO. — Supõe-se que se possua o quádruplo-efeito (c) dado. Sua superfície total S'' é igual a 125% da superfície S do quádruplo padrão com 4 corpos iguais (a). A evaporação a ser fornecida encontra-se no gráfico 33.49, no ponto da abscissa 125 da curva marcada "3.º corpo", porque o 3.º corpo é diferente. Encontra-se 115,3, isto é, se bem que a superfície do quádruplo considerado seja de 125% da superfície do quádruplo padrão com 4 corpos iguais,

a evaporação fornecida é de apenas 115,3% da evaporação deste quádruplo padrão.

OBSERVAÇÃO 1. — Observa-se que, com um corpo menor que os outros, é importante que este esteja colocado no início (não se deve esquecer que se trata de quádruplo-efeito sem sangria).

Inversamente, se um dos corpos é maior que os outros, é importante que esteja colocado em último lugar.

OBSERVAÇÃO 2. — A "duplicação" não é uma operação tão contra-indicada como às vezes se imagina (principalmente se o corpo acrescentado não custou nada), porque, duplicando o último corpo, por exemplo, obtém-se um aumento de evaporação (19%) o qual representa mais do que os 3/4 do excedente de superfície procurado (25%).

OBSERVAÇÃO 3. — No gráfico, observa-se que praticamente não é interessante fazer corpos diferentes para um quádruplo-efeito sem sangria. Na realidade, se a escala deste gráfico fosse maior, observar-se-ia que é interessante ter um 1.º corpo um pouco menor e um 4.º corpo um pouco maior que os outros. O quádruplo mais vantajoso sem sangria é um quádruplo do tipo: 90, 100, 100, 110. Porém, esta vantagem é bastante insignificante: é marcada pela diferença (imperceptível no gráfico) com a qual as duas curvas se afastam, à esquerda e acima, da linha reta pontilhada, nas proximidades do ponto da abscissa 97,5 (1.º corpo) ou 102,5 (4.º corpo).

Observa-se, também, que qualquer diferença a menos para o 4.º corpo e a mais para os 3 primeiros se torna rapidamente prejudicial à taxa de evaporação.

OBSERVAÇÃO 4. — O que se constatou agora para um quádruplo-efeito sem sangria aplica-se a todos os quádruplos-efeitos, contanto que se substitua o quádruplo padrão com corpos iguais pelo quádruplo com superfície mínima que realiza o trabalho exigido. As diferenças de superfície a mais ou a menos em relação a este ótimo, teriam um efeito similar sobre a taxa de evaporação do quádruplo.

Igualmente, o que se constatou para o quádruplo-efeito verifica-se no caso do triplo ou do quíntuplo-efeito, substituindo o leque de 4 curvas por um leque de 3 ou 5 curvas, colocadas de modo perfeitamente similar.

OBSERVAÇÃO 5. — *Superfície equivalente.* — Estas curvas permitem estabelecer o princípio de "superfície equivalente" dum múltiplo-efeito mal equilibrado. Com efeito, observou-se que um quádruplo-efeito do tipo (*c*) não apresenta uma capacidade igual a 125% daquela do tipo (*a*). Na realidade, é de apenas:

$$\frac{115{,}3}{125} = 92{,}2\,\%$$

daquela dum quádruplo-efeito bem equilibrado de 2 500 m². Dir-se-á que este quádruplo-efeito mal equilibrado de 2 500 m² possui uma superfície equivalente a apenas:

$$2\,500 \times 0{,}922 = 2\,305 \text{ m}^2$$

daquela dum quádruplo equilibrado.

OBSERVAÇÃO 6. — Se o quádruplo-efeito possui 2 corpos diferentes, ainda é possível multiplicar entre si os 2 coeficientes (como 0,922 acima) que cada um dos 2 corpos forneceria se fosse o único diferente.

VERIFICAÇÃO DO TRABALHO DUM MÚLTIPLO-EFEITO

É possível verificar o trabalho dum múltiplo-efeito em funcionamento, anotando os Brix do caldo e do xarope e as temperaturas de vapor e calculando as T.E.E.R.

EXEMPLO. — Verifique-se um quádruplo-efeito. Durante a verificação, observam-se as seguintes constatações:

Moagem da usina	98 TCH
Peso de caldo clarificado por TC	960 kg
Temperatura de entrada do caldo clarificado no 1.º corpo	96ºC
Brix do caldo clarificado	14
Brix do xarope	56
Sangria do 1.º corpo	10 000 kg/h
Sangria do 2.º corpo	5 000 „

Composição do quádruplo-efeito

1.º corpo	1 000 m²
2.º „	700 „
3.º „	600 „
4.º „	550 „

Temperaturas observadas

Vapor de escape	115ºC
„ do 1.º corpo	105 „
„ „ 2.º „	94 „
„ „ 3.º „	81 „
„ „ 4.º „	54 „

VERIFICAÇÃO. — a) *Cálculo da evaporação.* O trabalho do quádruplo é dado por:

$$\text{Peso de caldo} = 98 \times 960 = 94\,080 \text{ kg/h}$$

$$E = 94\,080 \left(1 - \frac{14}{56}\right) = 70\,560 \text{ kg/h}$$

b) *Levando em consideração o aquecimento do caldo no 1.º corpo.* O 1.º corpo deve aquecer o caldo de cerca de 10ºC (106ºC — 96ºC). Este aquecimento corresponde à imobilização de uma parte s_1 de sua superfície (fórm. 33.51):

$$s_1 = 0{,}1 \times 94{,}08(106 - 96) = 94 \text{ m}^2$$

Considera-se, portanto, o 1.º corpo como se fosse um corpo com superfície:

$$1\,000 - 94 = 906 \text{ m}^2$$

recebendo caldo à temperatura de ebulição.

c) *Cálculo das evaporações individuais.* Tem-se (cf. p. 638):

$$4x + 2(5\,000) + 10\,000 = 70\,560$$

donde:

$$x = \frac{70\,560 - 10\,000 - 10\,000}{4} = 12\,640 \text{ kg/h.}$$

Portanto:

Evaporação do	4.º	corpo	=	12 640		=	12 640 kg/h
„	„	3.º	„	= 12 640		=	12 640 „
„	„	2.º	„	= 12 640	+ 5 000	=	17 640 „
„	„	1.º	„	= 17 640	+ 10 000	=	27 640 „
						=	70 560 „

d) *Cálculo dos Brix.* Os Brix de saída e os Brix médios do caldo nos diversos corpos são:

Entrada 1.º corpo: $B_0 = 14 = 14°$ } $b_1 = 16{,}9°$

Saída 1.º corpo: $B_1 = 14 \times \frac{94\,080}{94\,080 - 27\,640} = 19{,}8°$ } $b_2 = 23{,}4°$

„ 2.º „ : $B_2 = 14 \times \frac{94\,080}{66\,440 - 17\,640} = 27°$ } $b_3 = 31{,}7°$

„ 3.º „ : $B_3 = 14 \times \frac{94\,080}{48\,800 - 12\,640} = 36{,}4°$ } $b_4 = 46{,}2°$

„ 4.º „ : $B_4 = 14 \times \frac{94\,080}{36\,160 - 12\,640} = 56°$

e) *Cálculo das quedas líquidas de temperatura*: Calcula-se a elevação do ponto de ebulição nos corpos conforme foi indicado nas páginas 548-552 e deduzem-se as quedas líquidas de temperatura:

	Vapor de aquecimento	*d*	*Vapor vegetal*	*Queda líquida*
1.º corpo	115 °C	1,0 °C	105 °C	115 °C — 105 °C — 1,0 °C = 9 °C
2.º „	105 „	1,5 „	94 „	105 „ — 94 „ — 1,5 „ = 9,5 „
3.º „	94 „	2,5 „	81 „	94 „ — 81 „ — 2,5 „ = 10,5 „
4.º „	81 „	5,7 „	54 „	81 „ — 54 „ — 5,7 „ = 21,3 „

f) *Verificação do trabalho dos corpos.* — Em cada corpo, tem-se:

$$e = cS\Delta = f(100 - b)(T - 54)S\Delta$$

sendo f o fator da fórmula de Dessin (33.32). Deduz-se:

$$f = \frac{e}{(100 - b)(T - 54)S\Delta}$$

Portanto, tem-se:

1.º corpo:

$$f_1 = \frac{27\,640}{(100 - 16{,}9)(115 - 54)906 \times 9^{\circ}} = 0{,}00067$$

2.º corpo:

$$f_2 = \frac{17\,640}{(100 - 23{,}4)(105 - 54)700 \times 9{,}5^{\circ}} = 0{,}00068$$

3.º corpo:

$$f_3 = \frac{12\,640}{(100 - 31{,}7)(94 - 54)600 \times 10{,}5^{\circ}} = 0{,}00073$$

4.º corpo:

$$f_4 = \frac{12\,640}{(100 - 46{,}2)(81 - 54)550 \times 21{,}3^{\circ}} = 0{,}00074$$

e é possível concluir que o quádruplo trabalha a cerca de 70% das condições normais, marcadas pelo fator 0,001, sem nenhum dos 4 corpos apresentar anomalias. É provável que apenas as incrustações sejam responsáveis e que seu efeito diminua do 1.º ao último corpo.

Freqüentemente, há um ou vários corpos trabalhando com menos eficiência que os restantes e é preciso procurar a causa: incrustações imperfeitamente retiradas, limpeza deficiente, vazamentos, obturação duma tubulação de vapor, de caldo, de água ou de gases incondensáveis etc.

INSTALAÇÃO DUM CIRCULADOR

Foi visto que o circulador (p. 605) era uma solução provisória. Portanto, em que condições esta solução se impõe?

Sempre quando se tem:

1.º Um múltiplo-efeito insuficiente, isto é, quando se aumenta o trabalho da usina, sem poder, por razões financeiras ou outras, aumentar correlativamente o múltiplo-efeito.

2.º Uma certa quantidade de vapor disponível em um dos primeiros corpos.

Por exemplo, supõe-se que uma usina moendo 100 TCH e possuindo um quádruplo-efeito de 730 + 600 + 600 + 600 = 2 530 m², evaporando 80 000 kg de água com sangria de 3 000 kg/h do 2.º corpo e de 2 000 kg/h do 1.º, queira passar a uma tonelagem superior.

Um cálculo simples demonstra que, com 100 TCH, o quádruplo fornece:

1.º	corpo	23 000 kg/h
2.º	„	21 000 „
3.º	„	18 000 „
4.º	„	18 000 „
		80 000 „

Ora (cf. p. 630), este quádruplo deve poder fornecer:

1.º corpo	730 m²	×	37	kg/m²/h	=	27 000 kg/h
2.º „	600 „	×	35	„	=	21 000 „
3.º „	600 „	×	30	„	=	18 000 „
4.º „	600 „	×	30	„	=	18 000 „
					=	84 000 „

Portanto, o 1.º corpo não trabalha com sua capacidade total; apresenta uma capacidade não utilizada de 27 000 — 23 000 = 4 000 kg/h.

Estes 4 000 kg/h de vapor podem ser enviados a um circulador que se acrescenta ao 4.º corpo (fig. 33.50) e que evapora 4 000 kg/h a mais.

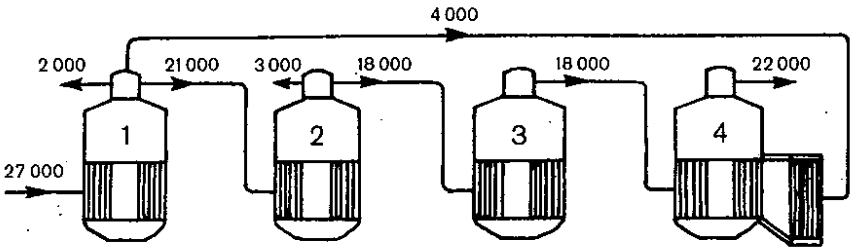


FIG. 33.50 — Instalação dum circulador.

Então, obtém-se a seguinte evaporação:

	Corpo seguinte		*Sangrias Anteriores*		*Sangrias Circulador*		*Evaporação total*
1.º corpo	21 000	+	2 000	+	4 000	=	27 000 kg/h
2.º „	18 000	+	3 000			=	21 000 „
3.º „	18 000					=	18 000 „
4.º „	18 000					=	18 000 „
Circulador	4 000					=	4 000 „
						=	88 000 „

ou seja, um aumento de 8 000 kg/h = 10% devido ao circulador, que pode permitir passar a 110 TCH, sem diminuir o Brix do xarope, nem a embebição.

Cálculo do circulador. — A T.E.E.R. do circulador é dada pela fórmula de Dessin (33.32). Supondo:

Brix médio do 4.º corpo + circulador	48°C
Temperatura de vapor do 1.º corpo	108 „
„ „ „ „ 4.º „	55 „
Elevação do ponto de ebulição no 4.º corpo	5 „

segue-se:

$$c_t = 0{,}001(100 - 48)(108 - 54) = 2{,}81 \text{ kg/m}^2/°\text{C/h}.$$

A superfície do circulador será, então:

$$S_c = \frac{4\,000}{2{,}81(108 - 55 - 5)} = 30 \text{ m}^2 .$$

o que demonstra que o aumento previsto de 10% de evaporação apenas elevaria de 1,2% a superfície de aquecimento.

Gasto de vapor. — Por outro lado, o gasto de vapor aumentou sensivelmente.

Passou de 23 000 kg/h, para 100 TCH, a 27 000 kg/h, para 110 TCH, isto é, de 230 a 245 kg/TC.

Moendo 110 TCH, o peso de vapor de escape a ser fornecido ao 1.º corpo seria de apenas 25 000 kg/h, em vez de 27 000, se em vez do circulador se tivesse instalado um quádruplo capaz de evaporar a mesma quantidade de água (88 000 kg/h), com as mesmas sangrias nos aquecedores (3 000 e 2 000 kg/h).

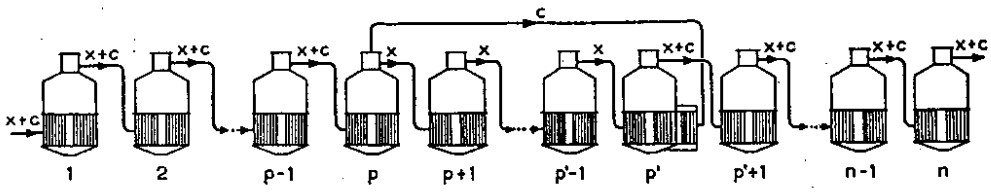


FIG. 33.51. — Circulador. Caso geral.

Para o caso geral, procura-se a perda, isto é, o consumo suplementar de vapor, quando se instala um circulador.

Não se consideram as sangrias, que já foram estudadas e que, não tendo nada a ver com esta questão, não modificariam o resultado. Portanto, supõe-se um múltiplo-efeito com n corpos, sem sangrias, no qual se instala sobre o corpo n.º p' um circulador alimentado com o vapor retirado do corpo n.º p. Seja C a quantidade de vapor retirada por hora pelo circulador (fig. 33.51). A figura mostra que a evaporação total se eleva a:

$$E = p(x + C) + (p' - 1 - p)x + (n - p' + 1)(x + C)$$

ou:

$$E = nx + (n - p' + 1 + p)C \qquad (33.52)$$

Donde:

$$x = \frac{E}{n} - \left(1 - \frac{p' - 1 - p}{n}\right)C.$$

Sem circulador, ter-se-ia obtido:

$$E = nx' \qquad \text{donde:} \quad x' = \frac{E}{n}.$$

O consumo suplementar ocasionado pelo circulador é igual à diferença entre os pesos de vapor fornecidos ao 1.º corpo nos dois casos. Seja:

$$\boxed{\text{Perda} = (x + C) - x' = \frac{p' - 1 - p}{n} \cdot C} \qquad (33.53)$$

No exemplo acima, tem-se, na realidade:

$$\left.\begin{array}{l} n = 4 \\ p' = 4 \\ p = 1 \\ C = 4\,000 \text{ kg/h} \end{array}\right\} \text{Perda} = \frac{4 - 1 - 1}{4} \times 4\,000 = 2\,000 \text{ kg/h.}$$

INSTALAÇÃO DUM TERMOCOMPRESSOR

Quando se instala um termocompressor, há certas condições que devem ser observadas. As mais importantes são as seguintes:

1.º O peso y de vapor aspirado é limitado a um certo máximo.

2.º O peso x de vapor que vai do último corpo ao condensador, pelo contrário, não pode diminuir abaixo de um certo mínimo.

1.ª CONDIÇÃO. *Peso máximo de vapor aspirado.* — A termocompressão leva a uma economia de vapor. Esta economia é interessante, porque diminui o complemento de vapor a ser fornecido pelas caldeiras à fabricação. Porém, já que foi possível reduzir este complemento a 0, não há mais interesse em aumentar a termocompressão: com efeito, o consumo de vapor cairia abaixo da quantidade de vapor de escape produzida e seria necessário deixar escapar vapor à atmosfera, pela válvula de segurança, perdendo em vapor de alta pressão tudo o que se teria ganho em vapor de escape, acrescentado às perdas de rendimento e de calor intermediárias.

Portanto, há uma economia máxima a ser realizada com a termocompressão: deve-se instalar uma regulação da termocompressão que permita um consumo sempre igual de vapor de escape, ou levemente superior à produção.

Ora, a produção de vapor de escape corresponde à quantidade fornecida pelo turbogerador ou pelas máquinas, deduzindo as perdas por condensação, vazamentos etc. Seja: M.

O consumo de vapor de escape, Q, é representado pelas 3 seções: vapor introduzido no 1.º corpo, nos cozedores e nos aquecedores. Seja:

$$Q = q' + C + R \qquad (33.54)$$

Q = peso total de vapor de escape consumido;
q' = peso de vapor de escape fornecido ao 1.º corpo do múltiplo-efeito;
C = peso de vapor de escape consumido nos cozedores;
R = peso de vapor de escape consumido nos aquecedores.

É necessário:

$$q' + C + R \geqslant M \tag{33.55}$$

ou:

$$q' \geqslant M - C - R \tag{33.56}$$

Esta quantidade $M - C - R$ é facilmente conhecida ou calculada.

Por outro lado, o cálculo (33.21) (p. 616), aplicado ao caso do múltiplo-efeito com termocompressão (fig. 33.52), mostra que a evaporação total E tem o seguinte valor:

$$E = nx + P_1 + 2P_2 + 3P_3 + \mu q \tag{33.57}$$

Igualando o peso de vapor de aquecimento ao peso de vapor produzido no 1.º corpo, obtém-se:

$$q - \mu q + q' = \mu q + P_1 + P_2 + P_3 + x$$

ou:

$$q + q' = x + P_1 + P_2 + P_3 \tag{33.58}$$

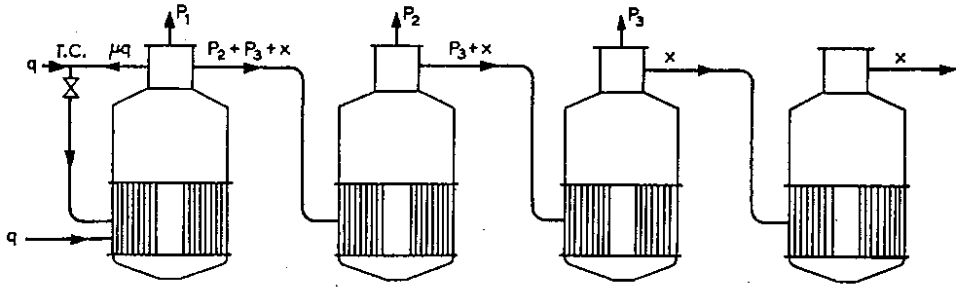


FIG. 33.52. — Termocompressão máxima.

Elimina-se x tirando-o de (33.57) e substituindo em (33.58). Conseqüentemente:

$$q' = \frac{E + (n-1)P_1 + (n-2)P_2 + (n-3)P_3}{n} - \frac{n+\mu}{n} \cdot q \tag{33.59}$$

Levando este valor a (33.56) e resolvendo pela relação a q, encontra-se:

$$\boxed{q \leqslant \frac{1}{n+\mu}[E + (n-1)P_1 + (n-2)P_2 + (n-3)P_3 - n(M - C - R)]} \tag{33.60}$$

que também é possível escrever assim:

$$\boxed{y \leqslant \frac{\mu}{n+\mu}[E + (n-1)P_1 + (n-2)P_2 + (n-3)P_3 - n(M - C - R)]} \tag{33.61}$$

$y = \mu q =$ peso de vapor aspirado pelo termocompressor.

Valores comuns. — Numa usina de cana bem equilibrada, podem-se obter os seguintes valores, relacionados a TC:

E	= 800 kg	$M - C - R$ = 0 a 200 kg .
P_1	= 30 a 120 "	(0 para uma usina inteiramente eletrificada, com turbogerador de alta pressão; 200 no caso de máquinas a vapor de baixa pressão)
P_2	= 30 " 60 "	
P_3	= 0 " 60 "	

Com um quádruplo-efeito, a expressão entre parêntesis varia de cerca de 100 a 1 000. Seu valor mais freqüente oscila em redor de 800. Com $\mu = 2$, a quantidade de vapor motriz geralmente não deve ultrapassar 100 kg por TC, nem a quantidade de vapor aspirado, 200 kg/TC.

2.ª CONDIÇÃO. — *Trabalho mínimo do último corpo.* — A condição (33.61) estabelece um trabalho mínimo para o termocompressor e o 1.º corpo. Porém, leva a uma condição de trabalho mínimo para os últimos corpos.

Com efeito, E, P_1, P_2, P_3 são, geralmente, conhecidos ou dados e, de qualquer modo, a equação (33.57) mostra que, ao máximo imposto a q por (33.60) corresponde um mínimo para x.

Procura-se este valor. Deduz-se q de (33.57) e substitui-se em (33.60). Conseqüentemente:

$$\boxed{x \geqslant \frac{1}{n+\mu}[E - P_1 - 2P_2 - 3P_3 - \mu(P_1 + P_2 + P_3) + \mu(M - C - R)]} \quad (33.62)$$

Variação do consumo de vapor com a termocompressão

A equacão (33.59) escreve-se:

$$(n + \mu)q + nq' = E + (n - 1)P_1 + (n - 2)P_2 + (n - 3)P_3$$

ou:

$$\boxed{(n + \mu)q + nq' = C^{te}} \quad (33.63)$$

Quando o regulador do termocompressor trabalha abrindo ou fechando a admissão de vapor motriz, os pesos respectivos de vapor de alta pressão motriz (q) e de vapor de escape que entra no 1.º corpo (q') devem variar correlativamente, de acordo com a equação (33.63).

EXEMPLO. — Se $n = 4$ (quádruplo-efeito) e $\mu = 2$, deve-se ter:

$$\boxed{3q + 2q' = C^{te}}$$

Com outras palavras, quando o termocompressor absorve 2 kg de vapor de alta pressão motriz a mais, a calandra do 1.º corpo consome 3 kg de vapor de escape a menos.

São sobretudo as variações de consumo de vapor nos cozedores (isto é, do termo C de $M - C - R$) que produzem as oscilações maiores e mais bruscas no regulador do termocompressor e em sua vazão.

Regulador. — A adaptação da vazão do termocompressor às disponibilidades de vapor de escape é obtida separando o termocompressor em várias tubeiras, cuja abertura é sucessivamente acionada por um regulador, que recebe seu impulso da pressão de vapor de escape.

Por exemplo, escolhem-se 3 tubeiras com vazões respectivas de 1, 2 e 4; o regulador abre, então, sucessivamente:

A tubeira 1	vazão	= 1
„ „ 2	„	= 2
As tubeiras 1 e 2 juntas	„	= 3
A tubeira 4	„	= 4
As tubeiras 1 e 4 juntas	„	= 5
„ „ 2 e 4 „	„	= 6
„ „ 1, 2 e 4 juntas	„	= 7.

Desta maneira, é possível dividir a vazão de vapor motriz (ou de vapor aspirado) em 7 gradações, permitindo acompanhar com flexibilidade as disponibilidades de vapor de escape (fig. 33.53).

Uma flexibilidade maior é ainda obtida ao instalar 4 tubeiras com vazões respectivas de 1, 2, 4 e 8, permitindo todas as combinações de 1 a 15.

Este sistema corresponde à idéia de fazer trabalhar cada tubeira com plena vazão, porque o rendimento duma tubeira diminui muito rapidamente quando trabalha com uma vazão diferente daquela para a qual foi calculada.

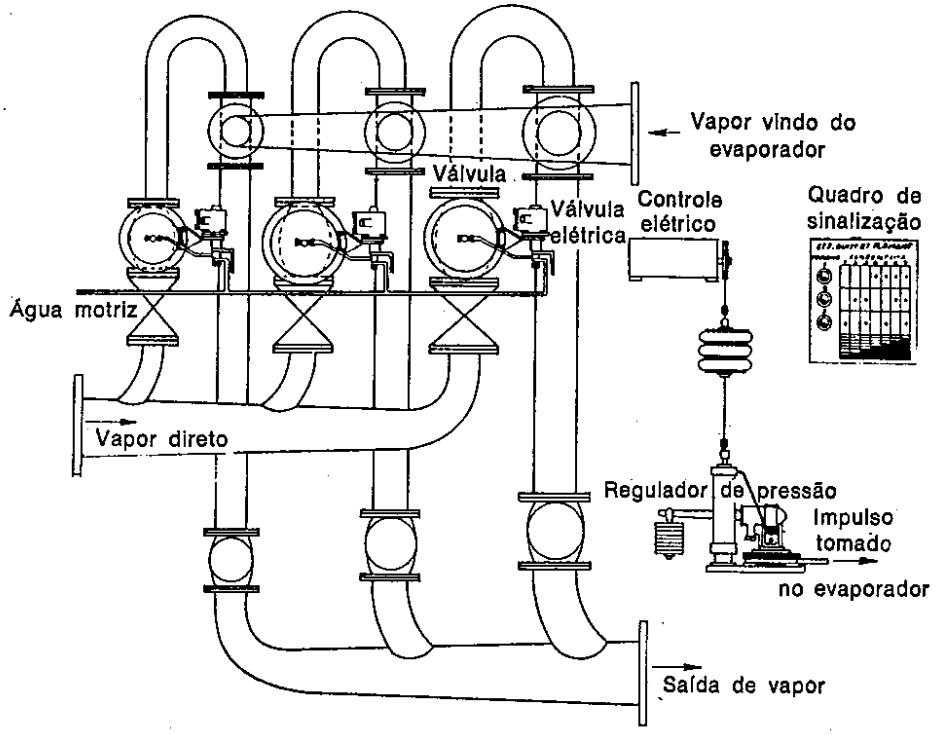


FIG. 33.53. — Regulador com 3 tubeiras (Missenard-Quint).

A abertura da combinação 7 (1.º caso) ou 15 (2.º caso) ocorre quando a pressão de vapor de escape tende a baixar muito. À medida que se eleva novamente, o regulador fecha sucessivamente as combinações 7, 6, 5 ... e, em último lugar, a tubeira 1. Quando a pressão de vapor de escape continua a elevar-se, a válvula de segurança do balão de vapor de escape alivia para a atmosfera.

Os fabricantes conseguem conferir a estes reguladores uma sensibilidade tal, que se podem obter todas as gradações de vazão, da abertura da combinação 7 até o fechamento da tubeira 1, no interior de uma diferença de pressão de ± 25 g/cm² em torno do valor escolhido.

CAPACIDADE DOS EVAPORADORES

Seguem os números de capacidade prática do múltiplo-efeito, baseados em dados reunindo a totalidade das usinas de açúcar dum país. São fornecidos em m² de superfície total por TCH. Damos o menor valor constatado, o maior e a média geral (Porto Rico, ISJ, 1935, p. 199) ou o valor padrão admitido no país (África do Sul, 47.º C. SASTA, p. 89; Cuba, ISJ, 1940, p. 330).

QUADRO 33.33

Capacidade dos múltiplos-efeitos

País	*n*	*Mínimo*	*Máximo*	*Média ou padrão*
África do Sul	Triplo-efeito	17,3	28	25,5 m²/TCH
	Quádruplo-efeito	28,1	44,8	33 ,,
	Quíntuplo-efeito	30,9	41,9	36 ,,
Porto Rico	Triplo-efeito	13,7	17,1	15,7 ,,
	Quádruplo-efeito	13,9	33	23,8 ,,
	Quíntuplo-efeito	15,8	37	26,5 ,,
Cuba	Triplo-efeito			20 ,,
	Quádruplo-efeito			25 ,,
	Quíntuplo-efeito			30 ,,

A capacidade dum múltiplo-efeito depende muito da contrapressão. Estima-se que, com um vácuo normal de 63 a 65 cm de mercúrio, é preciso calcular:

QUADRO 33.34

Superfície de aquecimento média a ser calculada para um múltiplo-efeito

	Contrapressão		
T_0	*0,5 kg/cm² 111°C*	*1 kg/cm² 120°C*	*1,5 kg/cm² 127°C*
Triplo-efeito	20 m²/TCH	17 m²/TCH	16 m²/TCH
Quádruplo-efeito	28 ,,	24 ,,	22 ,,
Quíntuplo-efeito	36 ,,	31 ,,	28 ,,

FUNCIONAMENTO DO MÚLTIPLO-EFEITO

Na época em que o múltiplo-efeito necessitava dum operário especial, encarregado de seu funcionamento, e, em que era chamado "evaporador", os três pontos principais a serem observados eram:

a) o nível de caldo nos corpos (cf. p. 584);

b) os gases incondensáveis (cf. p. 580);

c) o Brix do xarope (cf. p. 585).

Hoje em dia, nível e Brix são regulados por meio de reguladores automáticos e só falta estabelecer a abertura das válvulas de gases incondensáveis numa posição suficiente, e não exagerada.

Quando o múltiplo-efeito era previsto bastante amplo, o Brix do xarope regulava-se por meio da válvula de admissão de vapor de escape ao 1.º corpo, ou então por meio da válvula de vácuo ao último. O último método era preferível, porque permitia elevar por transmissão, de corpo em corpo, as temperaturas de vapor dos vários corpos e, conseqüentemente, obter um melhor rendimento das sangrias e, portanto, dos aquecedores, dos cozedores e do próprio múltiplo-efeito.

Quando há um aquecedor-condensador especial para o múltiplo-efeito, é conveniente colocar a válvula de vácuo do múltiplo-efeito depois do aquecedor-condensador, para beneficiá-lo.

Geralmente, os reguladores de Brix do xarope agem sobre uma válvula entre o penúltimo e o último corpos, permitindo a economia das sangrias anteriores.

VÁCUO MÁXIMO

Já foi visto (p. 591) que é conveniente não ultrapassar um certo vácuo, para evitar os arrastos. Por outro lado, quando o vácuo é alto, a temperatura do xarope baixa na mesma proporção. Ora, em Java, calculava-se como temperatura mínima aceitável do xarope, à entrada dos aparelhos, 60°C. Abaixo desta temperatura, formar-se-ia cristal falso em cada cozimento de xarope e, para evitar este inconveniente, seria preciso aquecer o xarope, o que seria incômodo.

Ora, 60°C no xarope correspondem a cerca de 55°C em seu vapor, ou seja, 64 cm, e ainda seria necessário levar em conta o esfriamento nos tanques de espera de xarope. É conveniente isolá-los cuidadosamente.

Quando o equipamento permite trabalhar sob vácuos diferentes na evaporação e nos cozimentos, deve-se procurar manter um vácuo mais baixo na evaporação que nos cozimentos. Com efeito, isto permite que o xarope saia do múltiplo-efeito a uma temperatura superior à existente nos cozedores e, conseqüentemente, considerando um certo esfriamento inevitável e a elevação do ponto de ebulição da massa cozida, que é superior à do xarope, este entra no cozedor com uma temperatura praticamente igual à da massa cozida.

Por outro lado, não se deve esquecer que um vácuo elevado diminui a temperatura do xarope, aumentando sua viscosidade.

FENDAS

Às vezes acontece que o vácuo não se mantém, embora todas as fendas tenham sido obturadas. Neste caso, é possível que o ferro fundido dos corpos ou das tubulações de vácuo seja poroso.

Então, é melhor estabelecer um certo vácuo com a ajuda da bomba de ar e pintar toda a instalação com uma tinta grossa. A tinta penetra nos poros do metal, obstruindo-os ao endurecer.

PROCURA DAS FENDAS

Quando o vácuo não se mantém, procuram-se os vazamentos. Para isto, fecham-se todos os registros, válvulas etc., de caldo, de água, de gases incondensáveis, de vácuo etc., e estabelece-se o vácuo.

Se este não alcança 68 cm, o vazamento, certamente, está na tubulação de vácuo.

Se o vácuo alcança 68 cm, abre-se a válvula de vácuo do último corpo. Se o vácuo continua quase com a mesma elevação, abre-se a válvula dos gases incondensáveis do último corpo, o que coloca o 3.º corpo sob vácuo. E assim por diante, até que uma queda mais ou menos rápida do vácuo indique o corpo defeituoso.

Considera-se um corpo ou um cozedor suficientemente vedado quando se levou o vácuo estabelecido para esta experiência a 64 cm e este não diminuiu de mais de 1 cm em um quarto de hora.

ELEVAÇÃO DA PUREZA DURANTE A EVAPORAÇÃO

Quase sempre se constata uma elevação da pureza durante a evaporação. Em Java, verificou-se que esta elevação foi em média igual a:

Usina com defecação	cerca de 0,8ºC
„ „ sulfitação	„ „ 0,9 „
„ „ carbonatação	„ „ 0,4 „

De acordo com Marchès (ISJ, 1941, p. 158), as causas deste aumento são as seguintes:

1.º **Aumento real de pureza.** — Durante a evaporação, ocorre uma certa eliminação dos não-açúcares, que se deve a:

a). Gases, CO_2, NH_3 e glioxalina, que escapam com o vapor. Isto corresponde a um aumento de pureza de cerca de 0,03º.

b) Corpos em dissolução que se depositam nos tubos. Isto corresponde a um aumento de cerca de 0,04º, no máximo 0,1º.

2.º **Elevação aparente de pureza.** — Por outro lado:

a) Ocorre uma transformação dos açúcares redutores, que se traduz por uma diminuição de seu poder de rotação. Isto produz uma elevação aparente

um pouco superior às duas precedentes. Esta elevação torna-se mais significativa à medida que a temperatura está mais elevada. É maior com pré-evaporador ou evaporação sob pressão do que na evaporação comum.

b) No laboratório, o xarope é diluído para as análises, porém não o caldo. Isto origina um erro no Brix e na polarização, que se deve à contração e que corresponde a uma elevação aparente de pureza, dificilmente determinada.

CAUSAS POSSÍVEIS DO FUNCIONAMENTO INSATISFATÓRIO DUM MÚLTIPLO-EFEITO

Quando um múltiplo-efeito não produz os resultados esperados, é preciso procurar a causa ou as causas deste funcionamento insatisfatório.

Esta causa pode ser comum a todos os corpos, ou ser apenas de um corpo. No último caso é, às vezes, difícil localizá-la. Não é possível fazê-lo por meio da medição ou estimativa da quantidade de vapor fornecida (ou de água condensada correspondente), porque o mau trabalho dum corpo influi em todos os outros e, num múltiplo-efeito sem sangrias, por exemplo, os pesos de água condensada evaporados em cada um dos corpos devem, de qualquer maneira, ser aproximadamente equivalentes.

Pelo contrário, procura-se qual a queda de temperatura necessária a cada corpo para produzir, com sua superfície disponível, a evaporação exigida. Para isto, procede-se à verificação já indicada (p. 648). Porém, conforme a causa real, pode-se chegar ainda a um resultado negativo. Por exemplo, quando se trata dum vazamento no fundo da calandra, este cálculo não fornecerá nenhuma indicação: neste caso seria necessário poder controlar o Brix do caldo na saída de cada corpo e compará-lo com o Brix produzido por um funcionamento normal. Ora, geralmente não se possui um meio para executar uma amostragem do caldo na saída dos vários corpos, com exceção do último.

Seguem algumas causas possíveis para um funcionamento insatisfatório:

a) Depósitos ou incrustações demasiados em um ou vários corpos. Limpeza deficiente, deixando uma camada dura e, às vezes, dificilmente constatada (cf. o caso assinalado no parágrafo "Disposição", p. 597).

b) Camada de graxa na parte externa dos tubos do 1.º corpo. Além dos meios indicados para retirá-la durante a entressafra (p. 596), Selman e Plomby fornecem um meio que pode ser utilizado durante o funcionamento do aparelho (ISJ, 1951, p. 157): injetam-se no vapor que chega à calandra do 1.º corpo cerca de 150 litros de petróleo, numa proporção de 3 ou 4 litros por minuto, por meio duma bomba manual. Deve-se ter o cuidado de retirar e jogar fora, durante esta operação, a água condensada na calandra.

c) Vazamento na parte superior ou, principalmente, na base dum tubo ou duma calandra. Para encontrá-lo é preciso experimentar os corpos sob pressão de água, aproveitando os domingos.

d) Obturação, má disposição ou abertura insuficiente das saídas de gases incondensáveis.

e) Entradas de ar num tubo, num corpo ou numa calandra.

f) Obturação dum tubo ou duma válvula de conexão de caldo por um corpo estranho.

g) Presença dum corpo estranho numa das válvulas de um dos Michaëlis,

h) Nível de caldo demasiadamente longe do ótimo (cf. p. 584). Este defeito é principalmente grave nos últimos dois corpos.

MÚLTIPLOS-EFEITOS ESPECIAIS

Além do modelo clássico, empregado na grande maioria dos múltiplos-efeitos, há vários modelos de corpos de evaporação, que, no entanto, apresentam apenas um interesse limitado. O único modelo especial realmente interessante e difundido é o Kestner.

Corpo Kestner

Este modelo foi idealizado no começo do século XX pelo francês Paul Kestner. Baseia-se no princípio da "subida": quando um líquido é aquecido num tubo vertical muito comprido, as bolhas de vapor formadas na base do tubo crescem à medida que sobem e seu diâmetro atinge rapidamente o do tubo. Assim, a parte superior do tubo é percorrida primeiramente por uma sucessão de bolhas e depois por uma película fina de caldo, junto à parede, arrastada pela fricção da corrente de vapor, que se dirige para cima. A transmissão de calor é, neste caso, favorecida:

1.º pela diminuição da distância média entre as moléculas líquidas e a parede de aquecimento.

2.º pela alta velocidade do líquido.

Comprimento dos tubos. — Os tubos dos Kestner geralmente possuem um comprimento de cerca de 7 m. Entretanto, Claassen teria demonstrado que o coeficiente de transmissão dum Kestner estaria num máximo para um comprimento de tubos de 5 m (ISJ, 1939, p. 218. O diâmetro dos tubos não é especificado).

Diâmetro dos tubos. — O diâmetro dos tubos varia de 27 a 38 mm. Geralmente, é possível observar uma certa relação entre o diâmetro e o comprimento dos tubos, sendo o comprimento maior à medida que o diâmetro é maior (é o contrário do que se faz nos corpos comuns, cf. p. 561), a fim de obter a subida necessária e, neste caso, indispensável.

Nível de caldo. — O princípio do Kestner permite, pela execução da subida, diminuir a pressão hidrostática que o comprimento dos tubos poderia fazer esperar. Com efeito, quando as bolhas ocupam todo o diâmetro do tubo, interrompem a continuidade da coluna de líquido, de modo que a lei hidrostática não mais pode ser aplicada. A pressão exercida por esta coluna sobre o fundo corresponde a uma coluna ora líquida, ora gasosa, muito mais leve que uma coluna líquida contínua, na qual as bolhas esparsas não interrompem a pressão. Além disso, a subida produz, pela fricção do vapor sobre a película de caldo, um efeito dinâmico negativo, exatamente como um líquido que, correndo, pelo contrário, para a parte de baixo, produziria sobre o líquido do fundo um efeito dinâmico positivo que se acrescentaria à pressão estática.

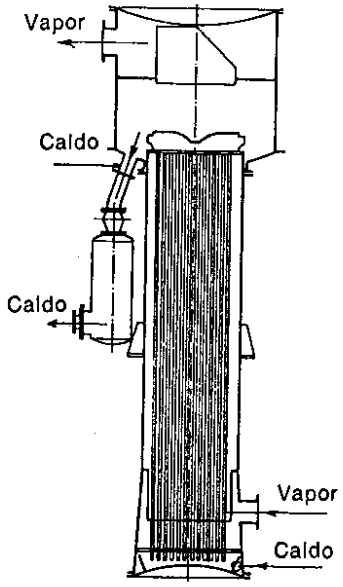
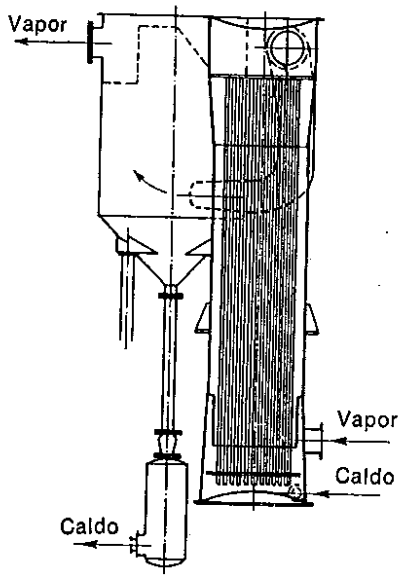


FIG. 33.54. — Kestner.



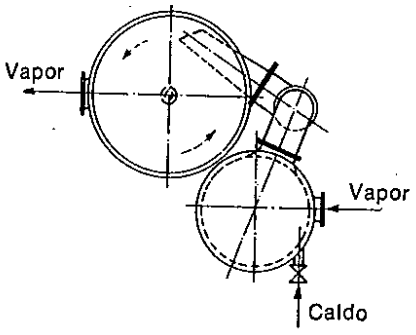


FIG. 33.55. — Kestner com separador tangencial independente.

Conseqüentemente, o nível ótimo do caldo num Kestner corresponde a uma coluna líquida com uma altura de cerca de 20% do comprimento dos tubos (em vez de 30 ou 35%, nos corpos comuns).

Separador. — Sob o ponto de vista da circulação do vapor e do caldo, um corpo Kestner pode ser montado de duas maneiras diferentes. Há a disposição comum (fig. 33.54), a mais difundida na fabricação de açúcar de beterraba, e a disposição com separador tangencial independente (fig. 33.55), aconselhável na fabricação de açúcar de cana. Neste último caso, o separador é colocado entre dois corpos sucessivos e um pouco para trás. Às vezes, é bastante difícil encontrar o lugar para sua instalação.

Condições para um bom funcionamento. — A vantagem teórica da subida não é verificada muito nitidamente na prática. Quando se calcula um Kestner, utilizam-se os mesmos coeficientes de transmissão de calor que para os corpos comuns. A diferença, se houver, é muito pequena.

Por outro lado, o Kestner, sob certos pontos de vista, é exigente. Com efeito, a subida só ocorre quando o caldo ferve. Quando chega ao corpo com uma temperatura bem mais baixa que a temperatura de ebulição, é preciso aquecê-lo

primeiro até esta temperatura. Portanto, será necessário que uma certa parte da superfície de aquecimento seja utilizada para este fim. Ora, num Kestner o caldo atravessa apenas uma vez os tubos, ao subir, e a transmissão de calor é bem pior na parte do tubo que trabalha submersa, como aquecedor, do que na parte que trabalha como evaporador do líquido que sobe. A parte que realmente aquece deve corresponder à altura submersa dos tubos, porque ali a subida é impossível. Evidentemente, é importante que esta parte seja a menor possível.

Conseqüentemente, *um Kestner apenas trabalha convenientemente quando recebe caldo muito próximo à temperatura de ebulição.* Isto coloca o Kestner numa situação de inferioridade em comparação com os aparelhos comuns, os quais são mais aptos para aquecer o caldo na entrada, antes de evaporá-lo.

Como os Kestner são, principalmente, instalados como 1.º corpo, este detalhe é importante. O Kestner só deve ser instalado como 1.º corpo quando é possível alimentá-lo com caldo de temperatura não inferior de mais de 5ºC à temperatura de ebulição do caldo no corpo. Antes da entrada no corpo, é preferível fazer passar o caldo num aquecedor com vapor de escape, levando-o a uma temperatura igual ou superior àquela do caldo no corpo.

Emprego. — O caldo só é capaz de subir quando é leve: um xarope grosso e viscoso sobe com dificuldade. Também o vapor com uma temperatura alta provoca uma ebulição mais violenta que o vapor sob vácuo. Por estes dois motivos, emprega-se o Kestner preferivelmente como 1.º corpo que no múltiplo-efeito inteiro. Entretanto, encontram-se triplos e até quádruplos-efeitos Kestner completos.

Vantagens e inconvenientes. — *a*) VANTAGENS. — O Kestner ocupa menos lugar no sentido horizontal. O caldo passa muito depressa por ele, em cerca de 30 segundos, o que diminui os riscos de inversão e de coloração, quando se parte duma pressão e duma temperatura altas. Funcionando satisfatoriamente, incrusta-se menos rapidamente, e conhecemos uma usina que possuía um 1.º corpo Kestner, calculado bem amplamente, que não era limpo nem com o desincrustador, nem com soda, durante toda a safra; a limpeza era apenas efetuada durante a entressafra. Isto representa uma enorme vantagem, que, infelizmente, não pode ser garantida *a priori*.

b) INCONVENIENTES. — Por outro lado, o Kestner ocupa muito espaço no sentido vertical e é raro que possa ser instalado num recinto servido por uma ponte rolante e no qual não foi previsto anteriormente, sem impedir o deslocamento da ponte rolante. Acrescentando-lhe um separador independente, ocupa ainda mais espaço no sentido horizontal. Necessita de caldo quente ou dum aquecedor suplementar. Por causa da permanência muito curta do caldo, um múltiplo-efeito Kestner não pode ser utilizado para armazenar o caldo, como se faz freqüentemente com os múltiplos-efeitos comuns: pelo contrário, necessita dum tanque de espera capaz de conter um volume conveniente de caldo clarificado.

Indicações. — Em resumo, o Kestner é, preferivelmente, utilizado como 1.º corpo ou em triplo-efeito sob pressão, com um caldo muito limpo e quente.

EVAPORAÇÃO SOB PRESSÃO

Foi visto (p. 617) que a economia de vapor dum sistema de evaporação reside na possibilidade de retirar vapor nos últimos corpos. Porém, ao mesmo tempo, constatou-se que, nos múltiplos-efeitos comuns, os corpos oferecem poucas possibilidades de sangrias, porque o vapor que fornecem é frio, tendo pouco valor e raras utilizações.

Por isso, pensou-se em elevar o limite inferior da escala de temperaturas do múltiplo-efeito, para que o vapor do último corpo esteja com uma temperatura suficiente para assegurar sua participação nos aquecimentos principais da usina.

Ao mesmo tempo, foi necessário elevar o limite superior da escala de temperaturas, sem o que o intervalo restante se teria tornado insuficiente para permitir a instalação dum múltiplo-efeito.

Por outro lado, como a escala de temperaturas se torna forçosamente restrita, geralmente é preciso limitar-se a um triplo-efeito.

Finalmente, a solução mais freqüente do múltiplo-efeito sob pressão é o triplo-efeito funcionando entre 135/140°C e 100/105°C.

Seguem alguns valores de temperaturas e de coeficientes de transmissão normais para um triplo-efeito funcionando nestas condições:

QUADRO 33.35

Triplo-efeito sob pressão. Exemplo característico.

	Temperatura do vapor de aquecimento	*Temperatura do vapor vegetal*	*Temperatura do caldo*	Δ	*r*	*k*	*c*
1.° corpo	138 °C	128 °C	128,3 °C	9,7 °C	520	2 600	5
2.° "	128 °C	116 °C	117 °C	11 °C	528	1 600	3,03
3.° "	116 °C	104 °C	108 °C	8 °C	536	900	1,68
				28,7 °C			

Δ = queda líquida de temperatura no corpo, em °C;

r = calor latente de vaporização no corpo, em kcal/kg;

k = coeficiente de transmissão de calor no corpo, em kcal/m²/h/°C líquido;

c = T.E.E.R. do corpo, em kg/m²/h/°C de queda líquida.

Por causa da alta temperatura alcançada pelo caldo no 1.° corpo, é conveniente instalar este triplo sob a forma de Kestner, para reduzir a duração de exposição do caldo a esta temperatura.

Com as temperaturas de caldo indicadas acima, é possível efetuar a maioria dos aquecimentos com o vapor do último corpo. Neste caso, este corpo é calculado para fornecer o vapor para todos os aquecimentos possíveis; do 2.° e 1.° corpos retira-se apenas o mínimo necessário para os aquecimentos a uma temperatura muito alta. Assim se obtém a economia máxima.

Para enfrentar as variações de vazão e de temperatura na usina, não se utiliza nunca a totalidade do vapor teoricamente disponível no último corpo e deixa-se uma certa quantidade para ser enviada ao condensador. Às vezes, encontra-se uma solução instalando um "concentrador" depois do 3.º corpo, o qual é apenas um 4.º corpo pequeno sob vácuo, devendo absorver o excedente de vapor conservado por segurança e que precede o condensador.

J. C. Macdonald cita (ISJ, 1943, p. 296) um triplo-efeito sob pressão cujo vapor do 3.º corpo está a 106°C e que é seguido dum concentrador funcionando entre 106°C e 84°C. Neste caso, as superfícies indicadas são:

	Superfície de aquecimento	*Coeficiente de transmissão de calor k*	
1.º corpo	1 000 m² em um único corpo	2 616 kcal/m²/°C/h	5,03 kg/m²/°C/h
2.º "	1 500 " " 2 corpos de 750 m²	1 680 "	3,19 "
3.º "	2 800 " " 4 " " 700 "	852 "	1,60 "

O autor propõe que os comprimentos dos tubos sejam decrescentes e seus diâmetros crescentes, do 1.º ao último corpos, de acordo com o aumento do Brix (tratando-se de corpos comuns).

Emprego. — O múltiplo-efeito sob pressão que funciona, por exemplo, entre 135°C e 105°C exige, evidentemente, uma superfície de aquecimento superior à dum triplo, ou dum quádruplo, e mesmo dum quíntuplo, que funciona entre 135°C e 55°C. Porém, a diferença é em sentido contrário quando se compara o triplo (135°C-105°C) com o quádruplo comum (115°C-55°C) e a economia de vapor é, de qualquer maneira, muito superior, no caso do triplo-efeito sob pressão.

Portanto, é uma solução excelente. Porém, é possível apenas quando se constrói uma usina completa, ou quando uma transformação simultânea permite elevar a contrapressão ao valor desejado. Numa usina já existente, há a impossibilidade de fazer trabalhar as máquinas ou turbinas a vapor, ou os turbogeradores, com uma contrapressão de 1,5 a 2 kg/cm², muito superior à contrapressão para a qual estas máquinas foram calculadas.

Todavia, quando é possível ganhar alguns hectogramas de contrapressão, pode-se utilizar uma solução intermediária, por exemplo, um quádruplo, metade sob pressão, metade sob vácuo, o que já permite ganhar um estágio nos aquecimentos.

34

COZIMENTO

Quando os caldos são concentrados, sua viscosidade aumenta rapidamente com o Brix e quando este alcança 78 a 80°, os cristais começam a aparecer e a constituição da massa transforma-se: passa progressivamente do estado líquido a um estado meio sólido, meio líquido, perdendo cada vez mais sua fluidez, e, conseqüentemente, sua manipulação se modifica completamente. Torna-se "massa cozida".

Sua consistência não mais permite fervê-la em tubos estreitos e nem fazê-la circular facilmente dum corpo ao outro. Por isso se utiliza agora:

1.° uma evaporação com simples efeito;

2.° um modelo de aparelho similar, em seu princípio, porém com seus detalhes melhor adaptados ao produto viscoso que deve ser concentrado.

BRIX DO XAROPE

Já foi visto (p. 554), que a concentração ótima do xarope, estabelecendo o limite entre o múltiplo-efeito e o cozedor, era de cerca de 60 a 70° Brix.

Além deste limite, aumenta-se a economia de vapor, porque se evapora um pouco mais em múltiplo efeito e um pouco menos em simples efeito, porém é mais difícil, para o cozinhador, obter um cristal uniforme.

Na fabricação do açúcar branco, o xarope é tratado, entre a evaporação e o cozimento, com uma decantação ou uma filtração. Neste caso, é preciso contentar-se com um xarope de 50 a 55° Brix. Acima destes valores, a velocidade de decantação das impurezas diminui rapidamente, como também a velocidade de filtração.

BRIX DE MASSA COZIDA

O Brix de massa cozida provém de todas as matérias dissolvidas no licor-mãe, *mais* o açúcar contido sob forma de cristais na massa.

A análise da massa cozida é efetuada dissolvendo-se um certo peso de massa cozida num certo volume de água. Determina-se o açúcar %, a pureza e o Brix com base neste líquido diluído. Portanto, o açúcar cristalizado está incluído, assim como o açúcar em solução no licor-mãe.

LIMITE DA CONCENTRAÇÃO OBTENÍVEL

No cozimento eleva-se a concentração até o máximo possível. Com cozedores modernos e numa usina bem controlada, é possível alcançar um Brix de 100° (ou seja, cerca de 94% de matérias dissolvidas reais) e mesmo ultrapassá-lo ainda um pouco. Em usinas não tão bem equipadas, não se ultrapassa 96° nos cozimentos mais concentrados.

Partindo de 1 000 kg de caldo a 13° Brix, concentrados pelo múltiplo-efeito até chegar a 65° Brix, a quantidade de água originalmente contida no caldo e evaporada no múltiplo-efeito chega a (fórm. 33.9):

$$E = 1\,000\left(1 - \frac{13}{65}\right) = 800 \text{ kg}$$

A quantidade de xarope é, então, de:

$$S = 1\,000 - 800 = 200 \text{ kg}$$

e a parte de água originalmente contida no caldo e evaporada no cozedor, levando-se o cozimento a 96° Brix, é de:

$$E' = 200\left(1 - \frac{65}{96}\right) = 65 \text{ kg}$$

CONTRAÇÃO

Na realidade, uma solução de açúcar ocupa um volume menor que a soma dos volumes de água e de sacarose.

Esta contração é máxima para uma concentração de 56%, de acordo com Tromp (p. 430), de 57,3% de acordo com Parr (FAS, 1936, p. 68) e atinge cerca de 1%. Portanto, é pequena e não há nenhuma necessidade de levá-la em consideração em todos os cálculos.

CALOR ESPECÍFICO DA MASSA COZIDA

A fórmula (31.1) fornece o calor específico dos xaropes e méis com uma aproximação suficiente para a prática. Porém, a massa cozida também inclui cristais de açúcar, que modificam o calor específico total. Aproximadamente, é possível calcular para a massa cozida:

$$c = 1 - 0{,}007\,B \qquad (34.1)$$

c = calor específico duma massa cozida;

B = Brix desta massa cozida.

Esta fórmula fornece um valor conveniente apenas quando a massa cozida é concentrada. Em caso contrário, é necessário utilizar um valor intermediário entre aqueles dados pelas duas fórmulas (31.1) e (34.1). Ou adotar:

$$c = 1 - 0{,}001\left(6 + \frac{\gamma}{60}\right)B \qquad (34.2)$$

γ = cristais % de massa cozida, em peso.

QUADRO 34.1

Caldos de cana saturados

Pesos de matérias dissolvidas % da solução em função da temperatura e da pureza.

Pureza	*Temperatura*									
	62°	64°	66°	68°	70°	72°	74°	76°	78°	80°
92	75,6	76	76,4	76,8	77,2	77,6	78	78,4	78,9	79,3
90	75,9	76,3	76,6	77,1	77,5	77,9	78,3	78,7	79,1	79,5
88	76,2	76,5	77	77,3	77,7	78,1	78,5	78,9	79,3	79,7
86	76,5	76,8	77,2	77,6	78	78,4	78,8	79,2	79,6	80
84	76,7	77,1	77,5	77,9	78,3	78,7	79,1	79,5	79,9	80,3
82	77	77,4	77,8	78,2	78,6	79	79,4	79,7	80,1	80,5
80	77,3	77,7	78,1	78,5	78,9	79,2	79,6	80	80,4	80,8
78	77,6	78	78,4	78,8	79,2	79,5	79,9	80,3	80,7	81,1
76	78	78,4	78,7	79,1	79,5	79,8	80,2	80,6	81	81,4
74	78,3	78,7	79,1	79,4	79,8	80,2	80,5	80,9	81,3	81,7
72	78,7	79	79,4	79,8	80,1	80,5	80,9	81,2	81,6	82
70	79	79,4	79,7	80,1	80,5	80,8	81,2	81,6	81,9	82,3
68	79,3	79,7	80,1	80,4	80,8	81,1	81,5	81,9	82,2	82,6
66	79,7	80,1	80,4	80,8	81,1	81,5	81,8	82,2	82,6	82,9
64	80,1	80,4	80,8	81,1	81,4	81,8	82,2	82,5	82,9	83,2
62	80,4	80,8	81,1	81,5	81,7	82,1	82,5	82,8	83,2	83,5
60	80,8	81,1	81,4	81,8	82,1	82,4	82,8	83,1	83,5	83,8
58	81,1	81,4	81,7	82,1	82,4	82,7	83,1	83,4	83,8	84,1
56	81,4	81,7	82	82,4	82,7	83	83,4	83,7	84,1	84,4
54	81,7	82,1	82,4	82,7	83	83,3	83,7	84	84,4	84,7
52	82,1	82,4	82,7	83	83,3	83,7	84	84,3	84,7	85
50	82,4	82,7	83	83,4	83,7	84	84,3	84,6	85	85,3
48	82,8	83,1	83,4	83,7	84,1	84,3	84,6	85	85,3	85,6
46	83,2	83,5	83,8	84,1	84,4	84,7	85	85,3	85,6	85,9
44	83,5	83,8	84,1	84,4	84,7	85	85,3	85,6	85,9	86,2
42	83,9	84,2	84,5	84,8	85,1	85,4	85,6	85,9	86,2	86,5

(Quadro estabelecido de acordo com Thieme.)

Na prática, o Brix se confunde com o peso real das matérias dissolvidas acima, se bem que a diferença seja significativa.

SATURAÇÃO

A solubilidade da sacarose na água varia de acordo com a temperatura e aumenta rapidamente com esta. A 40°C, por exemplo, é possível dissolver 2,334 kg de açúcar puro em 1 kg de água; a 80°C dissolvem-se 3,703 kg.

Quando uma solução contém a quantidade total de açúcar que é capaz de dissolver, diz-se que é "saturada".

Caldo. — Porém, na prática, somente se trabalha com soluções impuras, isto é, soluções contendo em dissolução não somente a sacarose, mas também outras matérias incluídas: glucose, sais orgânicos ou minerais etc. Estas matérias modificam a solubilidade do açúcar. No caldo de beterraba aumentam a solubilidade: uma mesma quantidade de água dissolve mais açúcar quando já contém em solução as outras matérias que constituem as impurezas do caldo de beterrabas. Na fabricação do açúcar de cana ocorre o contrário: a solubilidade do açúcar diminui na mesma proporção que a pureza.

Isto é devido à ação particular das impurezas específicas de cada planta. Na cana-de-açúcar são os açúcares redutores que exercem a função principal e provocam a diminuição da solubilidade da sacarose.

Chama-se coeficiente de saturação, ou melhor, *coeficiente de solubilidade s*, a relação entre a quantidade de açúcar solúvel em um dado peso de água duma solução impura, a uma certa temperatura, e a quantidade solúvel na água pura, à mesma temperatura:

$$s = \frac{\text{peso de sacarose solúvel \% de água da solução impura}}{\text{peso de sacarose solúvel \% de água}} \qquad (34.3)$$

O coeficiente de solubilidade dos caldos de cana aumenta com a temperatura, porém o efeito desta é relativamente pequeno.

Ao lado, é dada a curva (fig. 34.1) da variação do coeficiente de solubilidade em função da pureza dos caldos de cana. Este traçado é o resultado dos trabalhos de Thieme em Java; chama a atenção sobre a pouca precisão da curva admitida: sua única finalidade é dar uma idéia do fenômeno, já que os coeficientes de solubilidade são variáveis e dificilmente determinados com exatidão.

O quadro 34.1 fornece o peso de matérias dissolvidas % de solução nos caldos, xaropes, méis e melaços de cana, em função da temperatura e da pureza da solução considerada saturada. Este quadro também é o

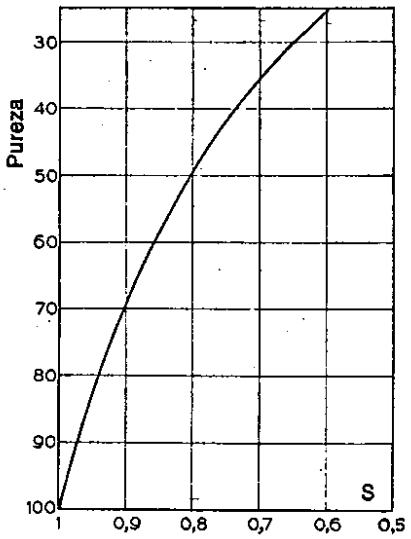


FIG. 34.1. — Curva do coeficiente de solubilidade.

resultado dos trabalhos de Thieme em Java. Observa-se que a solubilidade varia pouco nas proximidades de 80%, para as temperaturas e purezas normais.

SUPERSATURAÇÃO

A saturação é um estado de equilíbrio estável que, para as soluções de açúcar, não é alcançado rápida e nem facilmente. Concentrando uma solução pela evaporação ou passando do ponto de saturação pelo esfriamento, os cristais não aparecem imediata ou obrigatoriamente na massa. Assim mesmo, o açúcar continua em solução e diz-se que a solução é "supersaturada".

Chama-se *coeficiente de supersaturação* S a relação entre o peso de sacarose % de água, contido numa solução supersaturada, e o peso de sacarose % de água, contido na solução saturada, apresentando a mesma temperatura e a mesma pureza:

$$S = \frac{\text{peso de sacarose \% de água dissolvida na solução supersaturada}}{\text{peso de sacarose \% de água dissolvida na solução saturada}} \quad (34.4)$$

Por meio do quadro 34.1 é fácil calcular o coeficiente S de supersaturação ou o peso de matérias dissolvidas % duma solução supersaturada.

Com efeito, seja:

B' = o peso de matérias dissolvidas % de solução supersaturada;

B = „ „ „ „ „ „ „ „ saturada com a mesma pureza e a mesma temperatura;

S = o coeficiente de supersaturação.

Como as purezas são as mesmas, deve-se ter, primeiramente:

$$\frac{\frac{B'}{100 - B'}}{\frac{B}{100 - B}} = S$$

donde:

$$B' = \frac{100BS}{100 + B(S - 1)} \quad (34.5)$$

CRISTALIZAÇÃO

Para que, na fabricação, os cristais se formem na massa, é indispensável que haja uma supersaturação acentuada.

À medida que os cristais se formam e aumentam, a supersaturação do licor-mãe diminui. Para manter a supersaturação, é preciso haver evaporação de água e alimentação de matéria açucarada.

Na fase supersaturada Webre distingue 3 zonas:

1.º A zona *metaestável*, a mais próxima da saturação: os cristais existentes aumentam, porém não há formação de novos cristais.

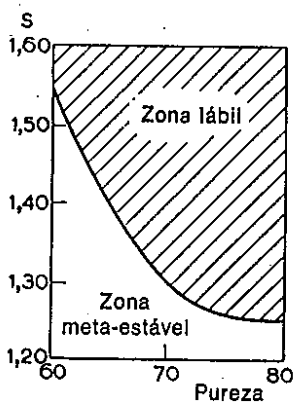


FIG. 34 2. — Cristalização. Zonas metaestável e lábil.

2.º A zona *intermediária*: pode haver a formação de novos cristais, porém somente na presença de cristais existentes. Esta zona intermediária é contestada por Ziegler (TSJ, outubro 1974, p. 16). De acordo com sua opinião, o limite entre a zona metaestável e a zona lábil seria: 1,65.

3.º A zona *lábil*: os cristais existentes aumentam, havendo ao mesmo tempo formação de novos cristais.

Davies e Yearwood (ISJ, 1934, p. 239) demonstraram em Trindade que:

a) A zona intermediária, se realmente existe, é tão reduzida que não apresenta nenhuma importância, na prática.

b) A separação entre as 2 zonas principais é muito variável, dependendo da pureza. Aproximadamente, passa nos seguintes pontos de supersaturação (fig. 34.2):

Pureza	*Supersaturação no limite entre as zonas metaestável e lábil*
60	1,55
70	1,30
80	1,25

Durante o cozimento, é conveniente manter o licor-mãe o mais perto possível do limite superior da zona metaestável. Para a pureza 60, realmente se depõem (ISJ, 1944, p. 240), em 1 hora, com supersaturação 1,55, 23,5% de açúcar a mais do que com supersaturação 1,45.

c) Este limite entre as duas zonas depende muito menos da temperatura. A supersaturação que estabelece o limite diminui um pouco quando a temperatura aumenta, porém o efeito parece insignificante.

Aliás, estas considerações são teóricas. Na prática constatou-se que o açúcar começava a cristalizar-se com supersaturações variando de 1,10 a 1,50. Normalmente, calcula-se 1,20, porém houve casos em que a cristalização começou com 1,07 (Thieme, FAS, 1933, p. 185). Em outras ocasiões, em soluções puras, os cristais não se formam antes de alcançar 1,50. Os motivos desta variabilidade não são conhecidos exatamente, porém Thieme acredita que seja ocasionada pelas propriedades características a cada caldo: viscosidade (atrasando a cristalização), presença de matérias insolúveis em suspensão (facilitando a cristalização), vazamentos de ar nos cozedores, por onde penetram poeiras de açúcar que provocam a formação de cristais, etc.

Mais freqüentemente, trabalha-se entre 1,25 e 1,40 de supersaturação (PST, Vol. III, p. 430).

Velocidade de cristalização. — A velocidade de cristalização duma massa cozida depende:

a) da viscosidade,

b) da temperatura (da qual, aliás, depende a viscosidade),

c) da supersaturação,

d) da pureza do licor-mãe.

TEMPERATURA. — Quando a temperatura diminui, é preciso aumentar a supersaturação para manter a mesma velocidade de cristalização. Seguem, de acordo com Saint (ISJ, 1933, p. 311) as temperaturas e coeficientes de supersaturação, correspondendo à mesma velocidade de cristalização para as massas cozidas *C*:

QUADRO 34.2

Exemplo de variação da supersaturação com a temperatura para manter uma mesma velocidade de cristalização

Temperatura	*Supersaturação*
70°C	1,25
60 »	1,30
50 »	1,35
40 »	1,40

SUPERSATURAÇÃO. — Estabeleceu-se que a velocidade de absorção da sacarose pelos cristais é proporcional ao quadrado da supersaturação (ISJ, 1952, p. 76). Porém, na prática, a supersaturação não deve ultrapassar o valor crítico de 1,44, acima do qual a cristalização se realiza de modo desordenado, com abundante formação de cristal falso.

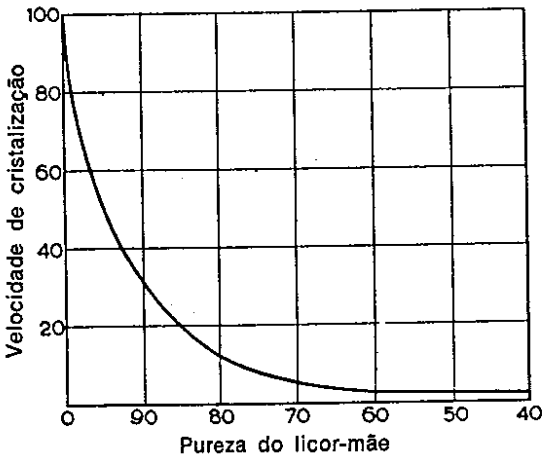


FIG. 34.3. — Variação da velocidade de cristalização com a pureza do licor-mãe.

PUREZA. — A velocidade de cristalização cai muito depressa, quando a pureza do licor-mãe diminui. Por este motivo, um cozimento de baixa pureza exige mais tempo que uma massa cozida de primeira. Webre (FAS, dezembro 1946, p. 32) fornece a curva abaixo, relacionando a velocidade de cristalização à pureza (fig. 34.3).

ELEVAÇÃO DO PONTO DE EBULIÇÃO

Esta questão já foi vista a propósito da evaporação (p. 546). O quadro 33.2 continua, evidentemente, válido para o cozimento.

PRESSÃO HIDROSTÁTICA

O mesmo ocorre com o quadro 33.3, que se torna principalmente interessante por causa de suas últimas linhas, *MC* (massa cozida), correspondendo à densidade da massa cozida quente, entre 80 e 90° Brix, ou seja, 1,47. Durante o cozimento a pressão hidrostática torna-se muito grande, e mais adiante serão estudados seus efeitos.

COZEDOR

O princípio dum cozedor é perfeitamente similar ao dum corpo de evaporação. Entretanto, há dois sistemas de aquecimento:

a) Por serpentinas (fig. 34.4).

b) Por calandra (fig. 34.5).

Este último é idêntico àquele utilizado nos corpos de múltiplo-efeito.

Há também aparelhos mistos, com calandra e serpentinas.

A expulsão das águas condensadas e dos gases incondensáveis realiza-se como nos corpos de evaporação.

A. Cozedores com serpentinas

Um cozedor pode ter 1, 2 ou várias serpentinas.

As serpentinas são fixadas por meio de suportes com braçadeiras.

a) **Serpentinas com seção circular.** — Na concepção clássica, a serpentina era um tubo de cobre que começava na parede externa do cozedor, enrolava-se em espiral no interior, formando um tronco de cone, e terminava perto do centro por um dreno de água condensada.

Em Queensland (FAS, 1937, p. 239) considerava-se importante que o ângulo formado com a horizontal pelas geratrizes deste tronco de cone fosse de cerca de 45°. Os fabricantes franceses construíam cones mais abertos; neste caso, é preciso ter cuidado para que a inclinação da serpentina, do princípio ao fim, seja suficiente para assegurar uma boa drenagem da água condensada. Por isso, não se deve usar um ângulo inferior a 15° (o semi-ângulo do cone na ponta é de 75°).

O espaço vertical entre duas serpentinas sucessivas deve ser de cerca de 250 a 300 mm de um eixo ao outro. Deve-se ter o cuidado de que as espirais sejam praticamente superpostas, ou muito pouco afastadas no sentido vertical, para não dificultar a circulação da massa cozida, que se deve realizar de baixo para cima, nas proximidades das serpentinas.

As serpentinas são sempre de cobre. Seu diâmetro é de cerca de 100 a 150 mm, porém às vezes varia e diminui do princípio ao fim da serpentina.

A proporção entre o comprimento e o diâmetro interno das serpentinas varia, geralmente, de 75 a 250. Esta proporção depende principalmente do vapor de aquecimento utilizado. As serpentinas curtas são as mais vantajosas, principalmente para os vapores de baixa pressão. Tromp (p. 440) aconselha utilizar

as relações de 200 a 250 para o vapor direto; do contrário, a extremidade inferior não aquece e é inútil.

Para o vapor de escape, é interessante ficar a 100.

Para o vapor de sangria: 75.

É conveniente instalar serpentinas de cobre grosso, pois se desgastam bastante rapidamente. A espessura deve ser de 2 a 3 mm.

b) **Serpentinas com seção achatada.** — Uma técnica desenvolvida em Queensland (ISJ, 1951, p. 248) permitiu aperfeiçoar o cozedor com serpentinas até torná-lo mais difundido, neste país, que o cozedor com calandras.

A superfície de aquecimento é formada por tubos de cobre de 125 mm de diâmetro, achatados no sentido da altura. Assim, suas dimensões externas pos-

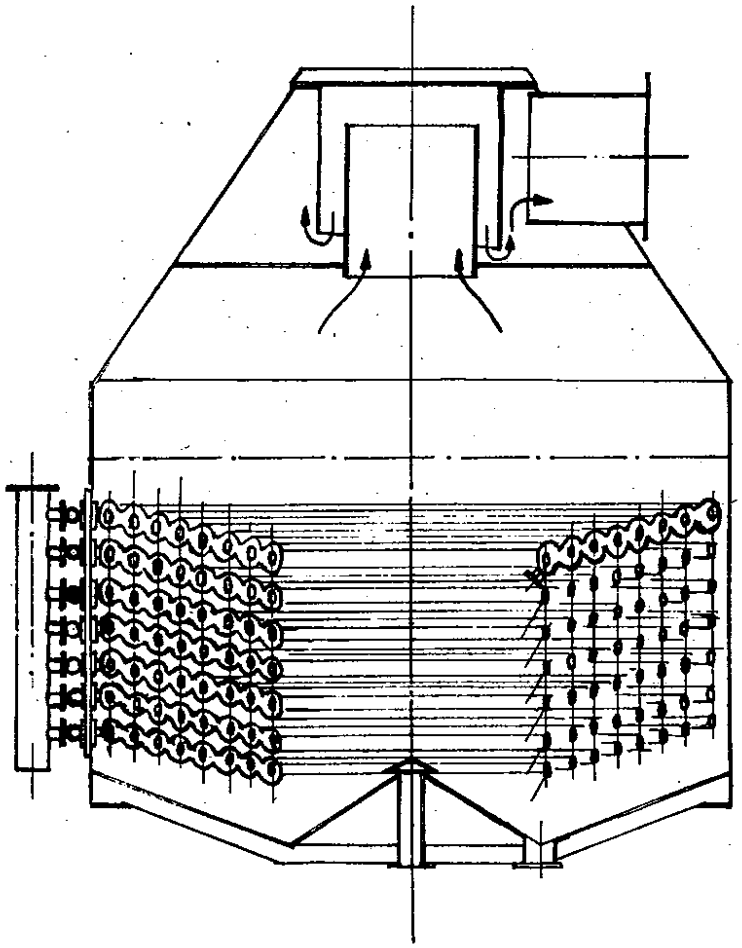


FIG. 34.4. — Cozedor com serpentinas.

suem uma largura de 75 e uma altura de 155 mm, ou uma largura de 100 e uma altura de 140 mm (fig. 34.4).

No lugar de ser formado por uma serpentina única enrolada em espiral, cada tronco de cone é constituído por uma série destes tubos achatados, semicirculares e concêntricos, que vão duma entrada múltipla de vapor, disposta segundo uma geratriz do tronco de cone, a um coletor de saída de água condensada, colocado na geratriz oposta.

Deste modo, o ângulo com o plano horizontal duma geratriz do tronco de cone não tem mais muita importância. Tomam-se, por exemplo, 15°, para facilitar o escoamento para o coletor de saída, instalando-o um pouco mais baixo que a entrada múltipla.

O tubo central, formado pela superposição das serpentinas internas dos vários feixes troncocônicos, deve ter um diâmetro igual a 38 a 40% do diâmetro interno do cozedor.

O espaço vertical entre dois feixes sucessivos superpostos deve ser, no mínimo, de 300 mm, de um eixo ao outro de duas serpentinas homólogas. É preferível deixar 330 mm.

Entre as serpentinas sucessivas dum mesmo feixe deve haver um espaço livre de 75 a 100 mm, preferivelmente 85 a 90 mm.

O feixe superior deve estar colocado de modo que a parte de cima do tubo superior não esteja a menos de 400 mm do nível máximo previsto para a massa cozida.

É conveniente que o vaso cilíndrico que forma o corpo do cozedor e contém os feixes tenha uma altura de cerca de 50 a 60% de seu diâmetro interno.

Seguindo estas indicações, obtém-se um cozedor que pode fornecer 4,5 a 5,5 m^2 por m^3 de capacidade útil, ou seja, cerca de 5 m^2/m^3. É muito superior aos cozedores com serpentinas clássicos.

B. Cozedores com calandra

Nestes aparelhos, a calandra é menos alta e os tubos mais grossos que nos corpos de evaporação.

Tanto no cozedor com serpentinas quanto naquele com calandra, a massa cozida sobe ao longo da superfície de aquecimento, quer entre as espirais das serpentinas ou nos tubos da calandra. Evidentemente, a esta massa ascendente deve corresponder uma massa descendente igual. Com a massa líquida e fluida do aparelho de evaporação isto não é difícil. Com a massa cozida, espessa e viscosa, a previsão e a execução desta circulação constituem a característica mais importante do cozedor. Foram criados vários tipos de calandra, para resolver este problema:

a) A calandra plana e fixa, com tubo central (fig. 34.5).

b) A calandra com espelhos inclinados (fig. 34.6).

c) A calandra com circulação diametral (fig. 34.7).

d) A calandra suspensa ou "flutuante" (fig. 34.8).

a) **Cozedor com calandra plana e fixa.** — É o aparelho clássico. A circulação segue o esquema indicado (fig. 34.9). Mais adiante serão estudadas condições muito importantes ao seu funcionamento satisfatório.

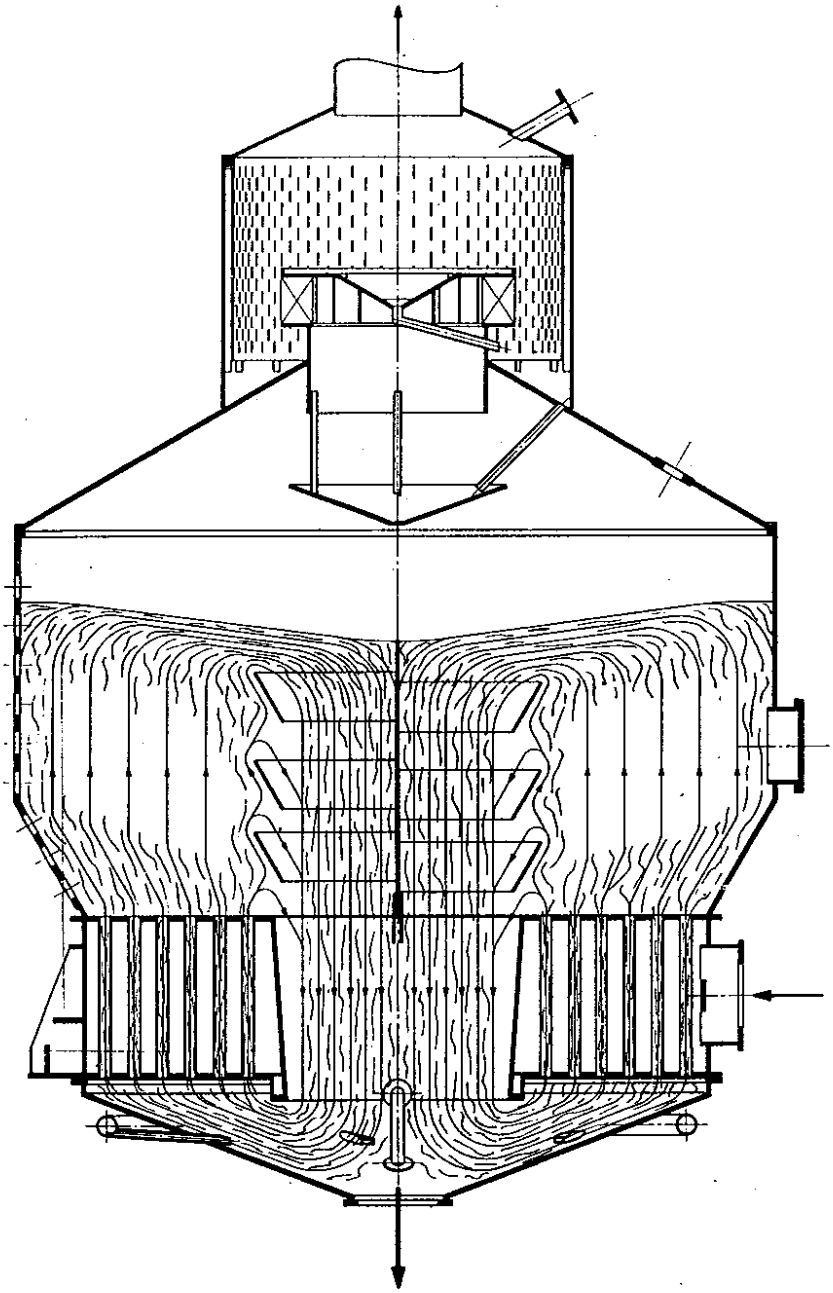


FIG. 34.5. — Cozedor para massa de baixa pureza, com calandra, modelo H. I. W. (Babcock Atlantique).

b) **Cozedor com espelhos inclinados.** — A calandra pode ser fixa ou removível; os dois espelhos podem ter o mesmo ângulo de inclinação ou o espelho inferior apresentar um ângulo maior que o superior. Os fabricantes franceses, geralmente, adotam 25° no primeiro caso, 10 e 25° no segundo caso (fig. 34.6). Esta disposição tem o seguinte objetivo: na parte superior, facilita a lavagem e o desprendimento da massa cozida depositada sobre o espelho, após cada cozimento; na parte inferior, compensa a superfície de aquecimento e o volume de calandra perdidos na parte superior, para não aumentar o volume de granagem e para, ao mesmo tempo, ajustar-se à forma do fundo.

Esta disposição é, muitas vezes, usada na fabricação do açúcar de beterraba. Acreditamos que o cone negativo do espelho superior não se justifica, porque os cozedores com calandra plana não apresentam nenhum inconveniente sob o ponto de vista dos resultados da lavagem, aliás secundários. Além disso, este cone

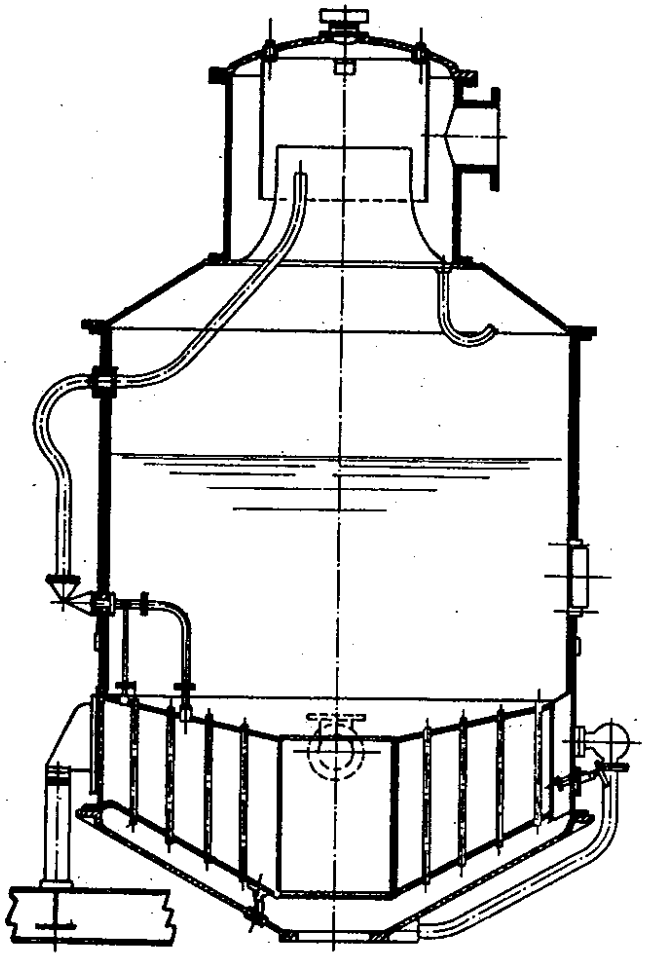


FIG. 34.6. — Cozedor com calandra fixa e espelhos inclinados (Fives-Lille Cail).

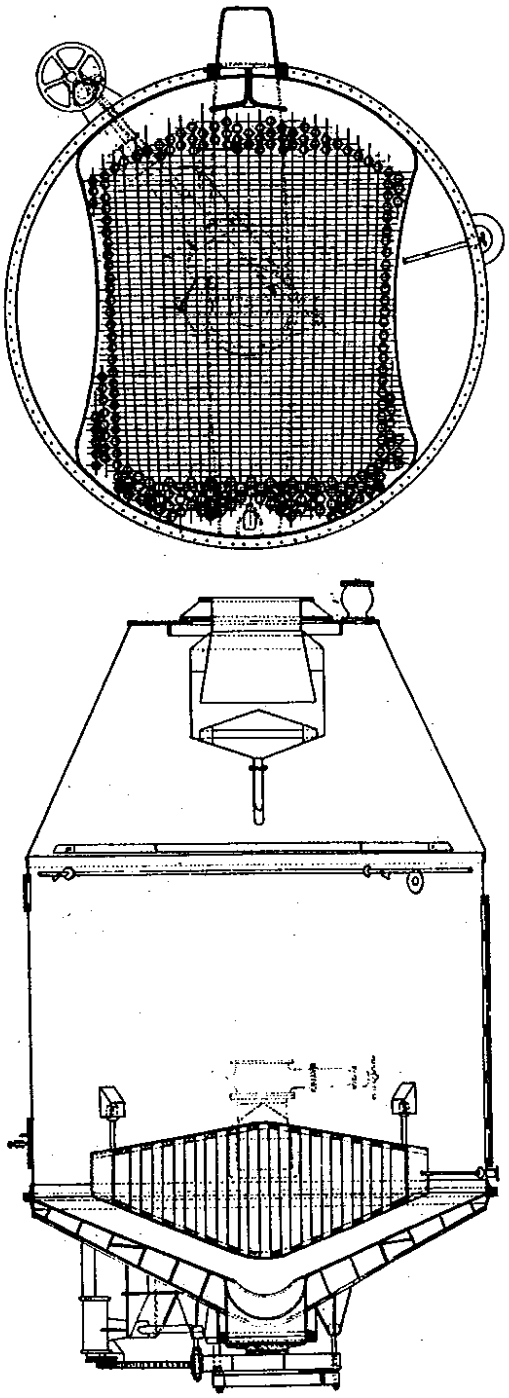


FIG. 34.7. — Cozedor com circulação diametral (Cail).

negativo ocasiona uma perda de superfície de aquecimento, causa um aumento lamentável do volume de granagem e torna maior a profundidade da zona na qual a massa cozida continua estacionária.

Por outro lado, o cone positivo do espelho inferior permite um aumento considerável de superfície e diminui bastante o volume de granagem.

c) **Cozedor com circulação diametral.** — Esta disposição foi lançada pela firma Cail. Oferece uma boa solução ao problema da circulação natural e apresenta a vantagem de aumentar a superfície de aquecimento no plano axial, onde esta circulação deve ser maior, e de proporcionar à descida da massa cozida ao longo da parede externa, fria. O aparelho apresenta dois planos de simetria, *AA'* e *BB'* (fig. 34.11). Os tubos laterais podem ser biconvexos (fig. 34.11) ou ter forma de meia-lua (fig. 34.12). Estes apresentam a vantagem de reduzir o trajeto da massa cozida vinda dos pontos *A* e *A'*. Por outro lado, os primeiros oferecem uma resistência menor com seção igual e devem ser preferidos.

Estes tubos possuem uma seção total no mínimo igual a 40% da seção total dos tubos, ou seja cerca de 20% da seção interna do cozedor, no caso dos tubos biconvexos; 45% da seção dos tubos, ou seja cerca de 22% da seção do cozedor, no caso dos tubos em meia-lua. Acreditamos ser preferível dar-lhes

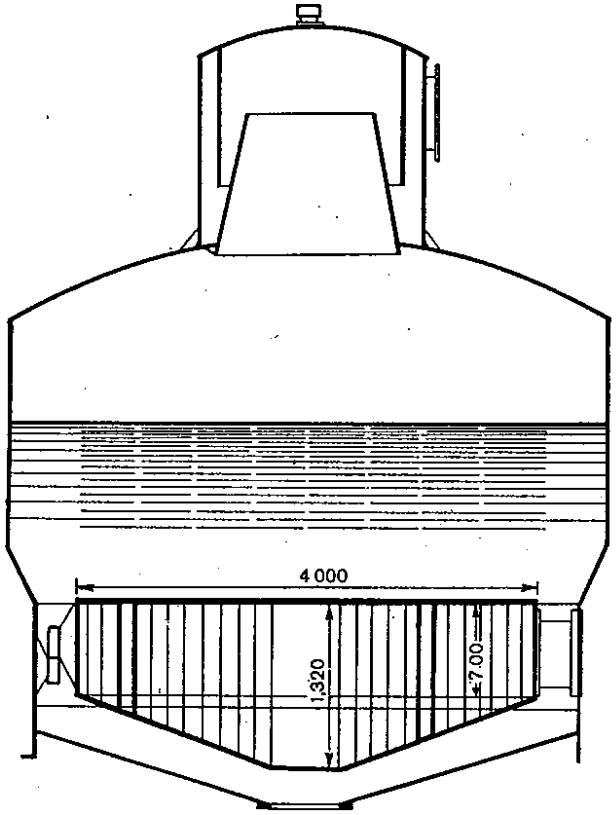


FIG. 34.8. — Cozedor com calandra flutuante (Fives-Hugot).

uma seção igual à seção teórica encontrada para o espaço anular do cozedor com calandra flutuante (cf. p. 699). Não se efetua nenhuma correção quando se trata de tubos bioonvexos, cuja resistência é menor que a do espaço anular equivalente. No caso dos tubos em meia-lua, efetua-se uma correção da mesma ordem que a indicada anteriormente.

d) **Cozedor com calandra flutuante** (fig. 34.8). — Esta disposição já existe desde há muito tempo, porém havia o mau hábito de se instalar no centro da calandra flutuante um tubo central bastante similar ao dos corpos de evaporação, que servia, ao mesmo tempo, como o espaço anular, para a descida da massa cozida. Esta divisão da corrente de massa cozida em duas partes apresentava os efeitos mais lamentáveis: sabendo que nas zonas intermediárias se ignora o sentido que vai tomar, obtinham-se 2 passagens acanhadas, nenhuma delas oferecendo uma circulação livre.

Pensamos, então, ser conveniente acentuar as vantagens naturais da calandra flutuante e eliminar estes inconvenientes. Portanto, fabricamos, com a ajuda da Fives-Lille Cail, o aparelho Fives-Hugot (fig. 34.8), no qual aumentamos a superfície de aquecimento no centro do cozedor instalando uma calandra com

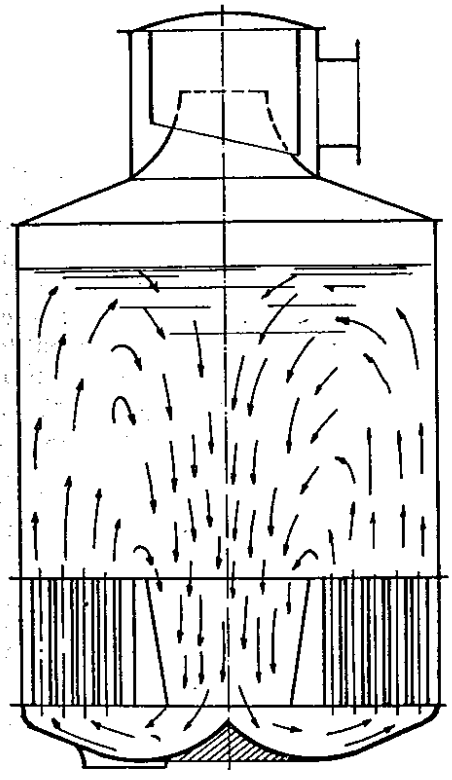


FIG. 34.9. — Circulação da massa cozida num cozedor com calandra fixa.

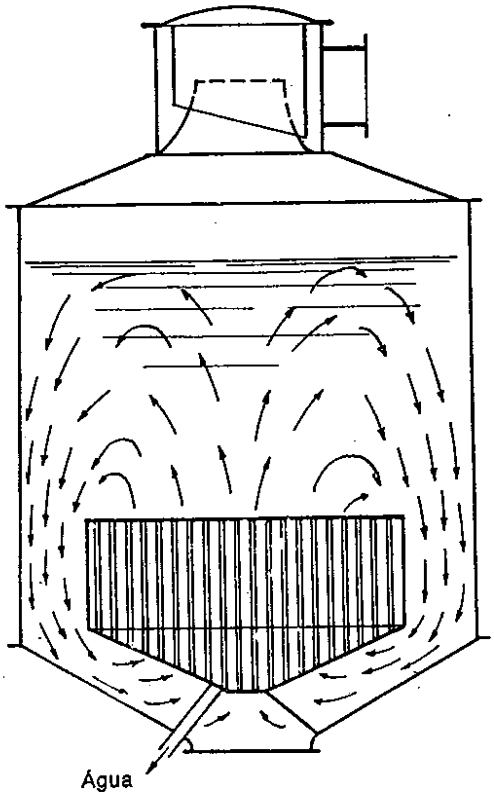


FIG. 34.10. — Circulação da massa cozida num cozedor com calandra flutuante.

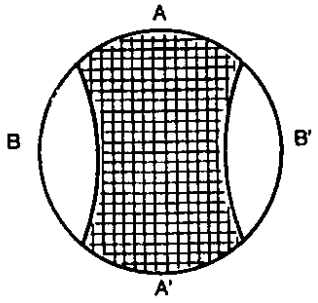


FIG. 34.11. — Calandra com circulação diametral. Tubo biconvexo.

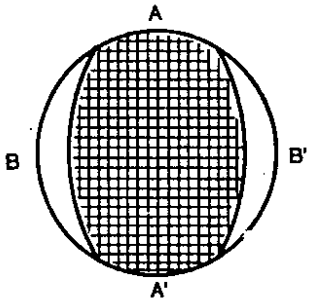


FIG. 34.12. — Calandra com circulação diametral. Tubo em forma de meia-lua.

espelho inferior cônico, plano na parte superior, e oferecendo à descida da massa cozida um espaço anular com seção ampla e determinada matematicamente. Assim, a massa cozida encontra no centro o máximo de calor e de força para a subida e desce novamente por todos os lados, ao longo da parede fria do cozedor.

Esta disposição presta-se especialmente ao alargamento do corpo acima da calandra (fig. 34.13): a massa cozida desce naturalmente ao espaço anular, enquanto apresenta tendência a formar redemoinhos e turbilhões laterais, no caso da calandra fixa.

A descida ao longo da parede fria é um fator muito favorável. Além do mais, a velocidade de passagem da zona ascendente à zona descendente é muito mais fraca do que nos cozedores com tubo central. Com efeito, a massa cozida, nas proximidades da superfície, deve ir da região situada acima da zona ascendente à região situada acima da zona descendente. Num cozedor com tubo central, a velocidade horizontal é alta na zona intermediária que separa estas duas regiões, porque o volume de massa cozida deve escorrer em volta dum cilindro com diâmetro aproximadamente igual a D, diâmetro do tubo central. Pelo contrário, num cozedor com calandra flutuante, este movimento efetua-se em direção ao cilindro com diâmetro F, diâmetro da calandra, próximo a Δ, diâmetro do cozedor. As bolhas de vapor contínuas, nesta massa viscosa, têm mais tempo para se desprender e a proporção arrastada e perdida é, portanto, menor. Ora, esta proporção ajuda a diminuir a densidade da coluna fria descendente e, ao mesmo tempo, a elevar sua temperatura, porque estas bolhas quentes permanecem e são reabsorvidas, prejudicando a temperatura da massa descendente nas proximidades. Assim, prejudicam duplamente a circulação e a eficiência da evaporação.

Para não dificultar a circulação, a entrada de vapor efetua-se por um tubo que entra pelo separador e desce verticalmente ao centro da calandra. Além disso, esta disposição facilita muito a distribuição do vapor na calandra e a escolha das tomadas de gases incondensáveis.

Pelo mesmo motivo, a calandra é presa à parede por três suportes muito finos.

e) **Cozedor horizontal com placas.** — Em 1963, a Fives-Lille Cail colocou no mercado um cozedor de concepção bastante nova (fig. 34.14). Este cozedor

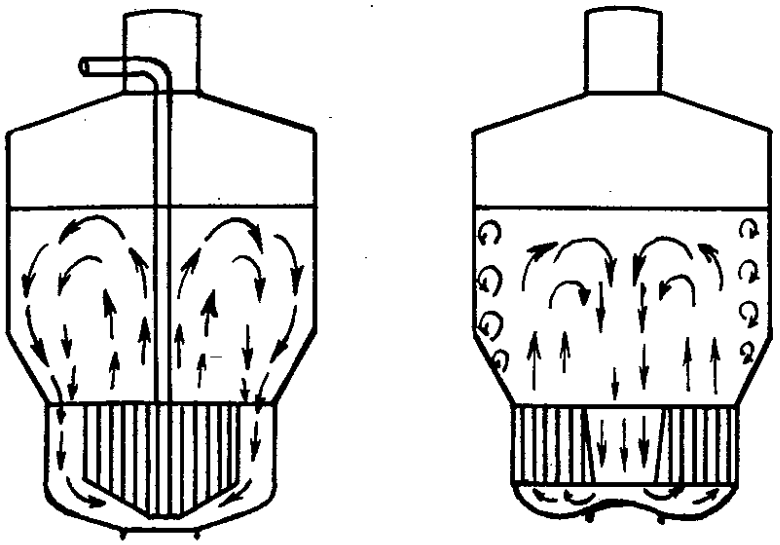


FIG. 34.13. — Circulação da massa cozida. Comparação, no caso do corpo alargado, entre calandra flutuante e calandra fixa.

não possui mais eixo, mas um plano de simetria, como o cozedor com circulação diametral. Sua forma permite um volume pequeno de granagem, de cerca de 26%, uma altura de massa cozida acima da calandra de cerca de 1,50 m e uma circulação muito favorável, não somente devido a esta forma, mas também à disposição da calandra (fig. 34.15), que, em vez de tubos, apresenta placas. A distância entre as placas é de 45 mm; a relação da seção descendente com a

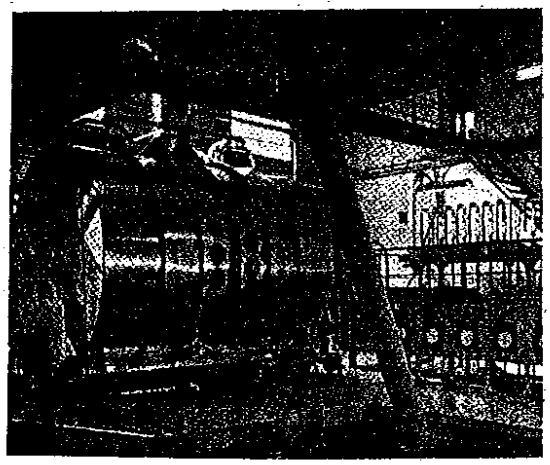


FIG. 34.14. — Cozedor horizontal com placas (Fives-Lille Cail).

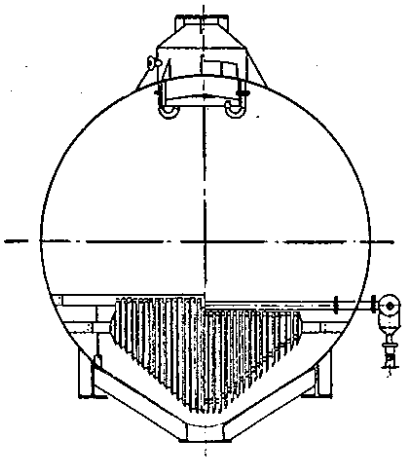


FIG. 34.15. — Cozedor horizontal com placas (corte transversal).

seção ascendente, no nível superior da calandra, é de 0,8. O esvaziamento efetua-se por 3 orifícios situados no plano de simetria, o que o torna especialmente rápido: cerca de 10 minutos. A superfície de aquecimento é de $S/V = 6$ a 8 m²/m³.

Este cozedor, o mais recente, é provavelmente o que apresenta a melhor concepção, dos cozedores existentes atualmente. Deve ser instalado com seu eixo perpendicular ao alinhamento dos cozedores, porque no outro sentido ocuparia lugar demasiado, por causa do espaço a ser observado para a desmontagem da calandra. Isto obriga à instalação de calhas nos orifícios extremos de descarga, para levar a massa cozida descarregada à calha axial. Os resultados foram excelentes. Abaixo fornecemos a série oferecida pelo fabricante (quadro 34.3). Para cada capacidade fornece 3 superfícies de aquecimento, sendo que a "pequena" corresponde a uma relação S/V de cerca de 6,4 m²/m³, a "média" a cerca de 7,5 m²/m³ e a "grande" a cerca de 8,6 m²/m³. Abaixo damos apenas a série dos cozedores com superfície "pequena", que são os mais indicados, na fabricação do açúcar de cana: é especialmente interessante aproveitar esta redução de superfície para encomendar uma distância maior entre as placas, permitindo uma circulação ainda melhor.

QUADRO 34.3*a*

Série dos cozedores horizontais com placas F.L.C.

Capacidade em hl V	*Diâmetro em mm*	*Comprimento em mm*	*Número de válvulas para massa cozida (d = 400 mm)*	*Superfície de aquecimento em m² S*	$\frac{S}{V}$ m²/m³	*Volume do pé de caldo em hl G*	$\frac{G}{V}$ %	*Altura de massa cozida acima da calandra H (mm)*
200	3 500	3 200	2	123	6,1	55	27	1 347
250	3 500	4 110	3	158	6,3	71	28	1 296
300	3 500	4 890	3	187	6,2	84	28	1 310
350	4 000	4 500	3	229	6,5	99	28	1 445
400	4 000	5 150	3	263	6,6	113	28	1 461
450	4 500	4 370	3	291	6,5	120	27	1 737
500	4 500	4 890	3	326	6,5	135	27	1 718

Tubos

Examinem-se novamente os cozedores com calandra. Os tubos são de aço, ou, preferivelmente, de latão. Como as superfícies de aquecimento são bem menores nos cozedores do que na evaporação, a razão econômica do primeiro investimento, que, muitas vezes, descarta o latão, tem menos importância, além do latão ser mais limpo e mais durável.

O comprimento dos tubos e, conseqüentemente, a altura das calandras varia, geralmente, de 0,75 a 1,25 m. Nas calandras com espelho inferior cônico pode alcançar 1,40 m no centro.

Alguns autores acham que, por causa da viscosidade da massa cozida e, conseqüentemente, do escoamento laminar ao longo da parede dos tubos, um comprimento superior a 0,76 m, de acordo com alguns, e a 1 m, de acordo com

outros, seria pouco útil: consideram-no metal e volume perdido, sendo que, segundo eles, o comprimento indicado é suficiente para levar à temperatura necessária a película de massa cozida em contato com o tubo. Existe uma certa veracidade neste ponto de vista, no que se refere ao fato de que o aquecimento da massa cozida segue a lei exponencial, já vista na fórmula 31.3, na qual a variável é a superfície S de tubo, correspondendo ao comprimento, porém, mesmo assim, não se chega à assíntota e é mais exato dizer que, à medida que o tubo se prolonga, cada decímetro representa um papel menos importante. De acordo com uma experiência de Webre (PST, Vol. II, p. 413), a diferença de temperatura entre o vapor aquecedor e a massa cozida, em contato com a parede, na extremidade superior de tubos com 122 cm de comprimento, é ainda de 30 a 40°C no momento mais desfavorável. Portanto, não é absurdo instalar tubos com 120, 125 e mesmo 140 cm de comprimento. Entretanto, é aconselhável ficar com 125 cm ou menos e ultrapassá-los apenas na ponta das calandras cônicas.

O diâmetro interno dos tubos varia de 87 a 125 mm, geralmente. Webre (p. 97) acredita que não deve ser inferior a 90 mm e que uma dimensão boa é 100 a 115 mm. Claassen (ISJ, 1939, p. 220) calcula que os tubos devem ter 90 a 100 mm, porém supomos que se refere somente ao cozimento da beterraba. Os fabricantes franceses adotaram a dimensão padrão de 96 × 100 mm (latão) ou 94,4 × 101,6 mm (aço).

Somos partidários dum diâmetro de tubos que não seja único, mas que varie de acordo com a capacidade do cozedor e que tenha cerca de (diâmetro interno):

QUADRO 34.3*b*

Diâmetro de tubos aconselhado para os cozedores

	Cozimentos A e B	*Cozimento C*
Cozedores com menos de 300 hl	d_e = 91 × 95 mm	d_e = 104 × 108 mm
„ „ 300 a 400 „	96 × 100 „	117 × 121 „
„ „ 401 a 500 „	104 × 108 „	129 × 133 „
„ „ mais de 500 „	117 × 121 „	146 × 150 „

A dimensão de 146 × 150 mm não é comum, no entanto conseguimos excelentes resultados com ela e a aconselhamos para o caso indicado.

A espessura dos tubos é de 2 mm para todas as dimensões de tubos de latão.

O passo p dos tubos é a distância de centro a centro de dois tubos vizinhos (cf. p. 562). Muitas vezes, é cerca de 15 mm maior que o diâmetro externo d_e dos tubos, porém, para levar em consideração os esforços durante a mandrilagem, é preferível deixar uma "bareta", b, proporcional ao diâmetro do tubo e efetuar:

	Bareta teórica b	*Passo p*
Espelhos de aço:	$b = 10\text{ mm} + \frac{d_e}{20}$	$p = 10\text{ mm} + 1{,}05d_e$
Espelhos de bronze:	$b = 12\text{ mm} + \frac{d_e}{20}$	$p = 12\text{ mm} + 1{,}05d_e$ (34.6)

b = bareta teórica, em mm;

p = passo, em mm;

d_e = diâmetro externo do tubo, em mm.

Denomina-se "bareta" a espessura de metal deixada sobre o espelho entre dois tubos vizinhos, em seu plano axial comum. A bareta é menor que a espessura teórica, por causa das tolerâncias de usinagem dos tubos, que obrigam o fabricante a executar nos espelhos perfurações capazes de deixar passar tubos maiores. Por exemplo, para o aço a tolerância é de + 1,5%, para o latão, de + 1%. Para tubos de latão de 100 mm, necessitam-se perfurações de 101 mm; quando o espelho é de bronze, aplicando-se nossa fórmula (34.6), a bareta real será de:

$$\text{passo} - \text{perfuração} = 17 + 100 - 101 = 16 \text{ mm}.$$

Conseqüentemente, o coeficiente k_i, já definido a propósito dos corpos de evaporação (p. 563), varia de 0,625 a 0,707 para as dimensões e regras dadas. E

$$k = \alpha k_i = 0{,}45 \text{ a } 0{,}55$$

k = relação da seção interna total dos tubos com a superfície total do espelho superior;

k_i = relação da seção interna dos pequenos tubos com a superfície correspondente do espelho, numa parte inteiramente ocupada com tubos;

α = coeficiente que leva em conta o espaço perdido devido aos suportes, às tomadas de gases incondensáveis, aos corredores de vapor e nas partes laterais.

Geralmente, α é de cerca de 0,75 (0,70 a 0,80).

Para k observa-se um valor médio: $k = 0{,}50$.

Altura do cozedor

Geralmente, os fabricantes fornecem os cozedores para uma capacidade calculada para um nível de massa cozida que passa pelo meio do visor superior.

Na realidade, os cozinhadores ultrapassam freqüentemente esta marca, e mesmo o limite de cima do visor superior, o que deveria ser terminantemente proibido pelos encarregados da fiscalização dos cozimentos.

Mesmo considerando apenas o limite estabelecido pelo fabricante, isto levava, muitas vezes, nos aparelhos antigos, a alturas de massa cozida de 2,10 e 2,20 m acima do espelho superior. Estas alturas, conforme será examinado na página 688, apresentam um grave inconveniente por causa dos efeitos da pressão hidrostática. Por isso, limita-se agora a altura de massa cozida acima do espelho superior e procura-se não passar de 1,50 m, para os cozedores com circulação natural. Com a circulação mecânica, pode-se chegar até 1,80 e 2 m, sem inconveniente.

Para limitar os arrastos, é necessário deixar uma certa altura entre o nível máximo da massa cozida e o domo do cozedor. Tromp (ISJ, julho 1965, p.

210) aconselha um espaço correspondente a 85% da altura máxima da massa cozida acima do espelho superior.

Ângulo do fundo

O fundo dos cozedores possui, geralmente, uma forma de tronco de cone, porém pode ser também esférico, com seção abobadada, ou, ainda, ter forma de toro.

Quando possui forma de tronco de cone, o ângulo das geratrizes do cone com a horizontal é, geralmente, de 17 a 25°. Quando o aparelho possui calandra flutuante, este ângulo deve ser 2 a 3° menor que aquele do cone do fundo da calandra. Para o volume de granagem, é conveniente que estes ângulos sejam pequenos, porém, para o bom escoamento da massa cozida no momento de descarregar, não se deve ir a menos de 17°. De acordo com o diâmetro do cozedor, realizam-se, freqüentemente, ângulos fundo/calandra de 25°/22°, 22°/19°, 20°/17°, sendo que estes últimos se aplicam aos cozedores maiores.

Volume de granagem

Denomina-se assim o volume mínimo de massa cozida que pode ser introduzido no cozedor, antes de abrir o vapor. Evidentemente, é necessário cobrir inteiramente a 1.ª serpentina, ou a calandra, nos cozedores com calandras, antes de deixar entrar o vapor. Do contrário, a ebulição lançaria o xarope sobre as partes metálicas aquecidas e ainda descobertas, provocando perdas por caramelização e aumentando a coloração do açúcar.

Na prática, é preciso ultrapassar de vários centímetros a serpentina ou a calandra, para que o xarope possa circular por cima e descer novamente pelo tubo central. Porém, o volume de granagem é calculado no plano horizontal que passa pelo ponto mais alto da serpentina ou corresponde ao lado superior do espelho.

Este volume também é denominado "volume de pé-de-cozimento".

É calculado em % da capacidade útil do cozedor. Nos cozedores com calandra varia de 24 a 40% do volume útil. Evidentemente, é conveniente que este volume seja o menor possível, pois o pé-de-cozimento é introduzido sob forma de xarope puro, méis ricos ou magma com pureza elevada e apenas no resto do cozimento a pureza pode ser diminuída pela entrada de méis *A* ou *B*. Portanto, o volume de granagem caracteriza as possibilidades de esgotamento rápido de que o cozedor é capaz, sendo que a queda de pureza aumenta à medida que as entradas de méis pobres são maiores.

Sob este ponto de vista, procura-se não ultrapassar 30% de volume de granagem e ficar em todo o caso a menos de 35%. Num cozedor com serpentinas, é possível ficar bem abaixo destes limites. Num aparelho com calandra, estes valores, geralmente, não permitem terminar os cozimentos, especialmente os cozimentos *C*, de uma só vez e em um mesmo aparelho. Para obter o tamanho dos cristais e a concentração necessários, é preciso aumentar o cozimento, até que o cozedor esteja cheio, cortá-lo em seguida, enviando os 2/3 a um outro cozedor ou a um cristalizador de espera, e continuar o cozimento com o 1/3 conservado. Em seguida, retomam-se em duas vezes os 2/3 separados, para terminar seu cozimento da mesma maneira, ou este será terminado em um outro cozedor.

COZEDORES COM SERPENTINAS OU COZEDORES COM CALANDRA?

O cozedor com calandra foi introduzido bastante recentemente. Difundiu-se rapidamente e, entretanto, não é aceito, em certos países.

O cozedor com serpentinas apresenta a vantagem de precisar de um pé-de-cozimento pequeno, correspondente ao volume necessário para cobrir a 1.ª serpentina. Se as espirais da serpentina são convenientemente instaladas, umas acima das outras, com ou sem uma pequena distância, a circulação da massa cozida é mais livre e mais fácil. Em Java, acreditava-se que o cozedor com calandra era bonito e prático, porém não permitia um trabalho tão bom com as massas de baixa pureza (cf. Prinsen Geerligs, p. 224). Em Queensland, onde o cozedor com serpentinas foi muito aperfeiçoado, este ainda ocupa um lugar importante.

A vantagem da serpentina é permitir facilmente o aquecimento com vapor direto expandido, a uma pressão de 2 a 5 kg/cm² efetivos. A diferença média de temperatura entre vapor e massa cozida é muito aumentada e, conseqüentemente, a circulação. Porém, o aquecimento dos cozimentos com vapor direto é uma operação onerosa: é melhor, se necessário, adquirir um volume maior de cozedores, que permita cozinhar lenta e economicamente. Aliás, os partidários do cozedor com serpentina citam, a favor dos modelos modernos, aperfeiçoados, a possibilidade de utilizar o vapor de escape e até o vapor vegetal.

Por outro lado, é exato que um cozedor com calandra mal construído dá resultados piores do que um cozedor com serpentinas qualquer. Porém, um cozedor com calandra moderno, bem concebido e adaptado ao trabalho exigido, deve permitir o cozimento de todas as massas cozidas em excelentes condições. O cozedor com serpentinas sobreviveu e se conservou durante tanto tempo, em certos países, graças à falta de aperfeiçoamento dos cozedores que deviam substituí-lo.

EFEITOS DA PRESSÃO HIDROSTÁTICA

Quando se introduz o xarope no cozedor, a ebulição ainda é bastante parecida com aquela que se produz dentro do último corpo do múltiplo-efeito. Porém, quando se inicia a formação do cristal, ou quando se introduz, por corte, um pé-de-cozimento e o cozimento é aumentado, a massa torna-se cada vez mais viscosa. Finalmente, no momento de evaporar, a massa cozida é um magma pegajoso, semi-sólido, cuja circulação se torna um verdadeiro problema.

A densidade da massa cozida quente, entre 80 e 90°C, é cerca de 1,47. Portanto, a pressão aumenta, nesta massa, de 147 g/cm² por metro de altura.

Ora, em cada ponto, a temperatura da massa cozida em ebulição é, evidentemente, igual à temperatura de ebulição da água sob a pressão existente neste ponto, acrescentada da elevação do ponto de ebulição correspondente ao Brix da massa cozida e a esta pressão.

Sem circulação, as camadas sucessivas de massa cozida teriam temperaturas crescentes com a altura.

Por outro lado, a saturação duma solução açucarada varia rapidamente com sua temperatura. Se a camada superior é supersaturada, as camadas seguintes são cada vez menos saturadas e existe uma altura na qual se alcança a tem-

peratura de saturação. Deste modo, as camadas abaixo deste limite estão subsaturadas e produz-se uma certa redissolução dos cristais.

Evidentemente, na realidade as coisas não são tão simples assim: a massa cozida está em circulação e as correntes de massa cozida deformam os planos isotérmicos que poderiam ter sido traçados no cozedor, transformando-os em superfícies irregulares, confundindo-os, misturando a massa e dando-lhe uma temperatura média. Conseqüentemente, certas zonas contêm massa cozida supersaturada em alturas superiores à altura crítica indicada, porém, inversamente, haverá massa cozida subsaturada em alturas menores, e nossa consideração teórica fornece, assim mesmo, uma média do estado da massa cozida no cozedor.

Webre (ISJ, 1945, p. 66; PST, Vol. II, p. 403) forneceu um estudo interessante sobre esta questão. Supondo que a temperatura da massa cozida em cada camada corresponda exatamente à temperatura teórica de ebulição que deveria ter de acordo com a pressão hidrostática exercida, Webre observou duas massas cozidas com Brix e pureza similares, em dois cozedores similares, porém com dois vácuos diferentes, escolhidos nas extremidades da escala habitual: 1.º: 58 cm; 2.º: 68 cm. Estabeleceu o seguinte quadro:

QUADRO 34.4

Comparação entre as pressões e as saturações para 2 vácuos diferentes

Altura em m	*Pressão hidrostática em kg/cm²*	*Pressão total correspondente*	*Temperatura de ebulição da água correspondente*	*Elevação do ponto de ebulição*	*Temperatura teórica da massa cozida*	*Saturação*	*Cristais*
		A. Vácuo = 58 cm. — Brix = 81,5ºC.					
0	0,000	0,245	64,2 °C	9,3 °C	73,5 °C	1,33	Crescendo
0,50	0,074	0,319	70,2	9,4	79,6	1,26	»
1	0,147	0,392	75	9,6	84,6	1,20	»
1,50	0,220	0,465	79,1	9,7	88,8	1,16	»
2	0,294	0,539	82,8	9,8	92,6	1,13	»
2,50	0,368	0,613	86	9,9	95,9	1,10	»
3	0,441	0,686	88,9	10	98,9	1,08	»
3,50	0,515	0,760	91,6	10	101,6	1,06	»
		B. Vácuo = 68 cm. — Brix = 77,7ºC.					
0	0,000	0,109	47,3	6,8	54,1	1,33	Crescendo
0,50	0,074	0,183	57,4	7	64,4	1,16	»
1	0,147	0,256	65,1	7,2	72,3	1,06	»
1,50	0,220	0,329	70,8	7,4	78,2	1,01	»
2	0,294	0,403	75,6	7,5	83,1	0,97	Dissolvendo-se
2,50	0,368	0,477	79,7	7,7	87,4	0,94	»
3	0,441	0,550	83,3	7,8	91,1	0,91	»
3,50	0,515	0,624	86,5	7,8	94,3	0,89	»

Lembra-se que, com vácuo menor, a temperatura é mais alta e, conseqüentemente:

1.º a viscosidade da massa cozida é menor;

2.º o crescimento dos cristais é mais rápido.

O quadro 34.4 evidencia um terceiro motivo para se cozer sob vácuo fraco e explica porque se obtêm cristais "moles" e arredondados, quando se trabalha com vácuo elevado, e cristais "duros", de arestas vivas, com vácuo fraco. No primeiro caso, os cristais dissolvem-se parcialmente, quando passam para o fundo do cozedor, o qual destrói, assim, numa certa medida, o trabalho obtido na parte superior.

Para evitar este inconveniente, é preciso:

a) Adotar um vácuo razoável: 62 a 65 cm. Claassen (ISJ, 1939, p. 220) aconselha não passar de 65 e indica até 58 a 59 cm para os cozedores com calandra. Tendo em conta os riscos de inversão, aconselhamos 64 a 65 cm.

b) Adotar um cozedor no qual a altura da massa cozida seja limitada a um valor razoável.

c) Empregar um cozedor cuja concepção favoreça da melhor maneira possível e até provoque a circulação da massa cozida.

A CIRCULAÇÃO DA MASSA COZIDA NOS COZEDORES

Este assunto é bem mais importante do que se imagina. Na maioria das usinas cuja eficiência não é perfeita, o maior aumento de rendimento a ser obtido está, geralmente, no esgotamento do melaço. Ora, este esgotamento depende muito da concepção dos cozedores e, principalmente, da medida em que ela facilita e acelera a circulação da massa cozida no final do cozimento.

Por isso, uma parte deste capítulo será dedicada a esta questão.

A circulação será examinada nos dois principais modelos de cozedores: o cozedor com tubo central e o cozedor com calandra flutuante. A circulação do cozedor horizontal com placas é do mesmo tipo que a do cozedor com calandra flutuante, porém com simetria plana, em vez de axial; também é mais livre e melhor, sendo, além do mais, a entrada por baixo, entre as placas, um fator favorável.

O que provoca a circulação? Deixando de lado os cozedores com circulação forçada, que serão examinados separadamente, a circulação nos cozedores é provocada pelas bolhas de vapor, originadas pelo aquecimento nos tubos: estas bolhas tendem a subir, aumentam durante a subida, agitam a massa e a forçam para cima. Portanto, a circulação é devida ao aquecimento e, para um mesmo cozedor, um mesmo nível de massa cozida e uma mesma massa cozida, é praticamente proporcional a este. Interrompendo o aquecimento, a circulação é interrompida imediatamente.

Numa medida menor, a circulação é auxiliada pela diferença de peso específico entre a massa cozida quente que sobe nos tubos e a massa cozida fria que desce no tubo central ou no anel lateral, após ter cedido seu calor à superfície, pela sua evaporação. Porém, a força motriz principal da circulação são as bolhas de vapor.

Se, de um lado, a circulação é provocada e acelerada por esta força motriz, de outro lado é diminuída pela resistência que oferece a seu movimento a perda de carga ocorrida em seu circuito por causa da forma e da disposição do cozedor.

O circuito descendente. — O retorno da massa cozida de cima para baixo no cozedor produz-se, no cozedor com tubo central, pelo tubo e, no cozedor com calandra flutuante, pelo espaço anular.

Os cozedores antigos possuíam um tubo central muito pequeno, por exemplo, com 20% do diâmetro interno do cozedor, tendo, conseqüentemente, uma circulação insatisfatória. Por volta de 1945, começou-se a compreender o inconveniente deste gargalo estreito. Webre (ISJ, 1947, p. 145) aconselha um tubo com 50% do diâmetro interno do cozedor; Tromp (p. 443) indica 40%; no Havaí (ISJ, 1935, p. 21), obteve-se um melhoramento importante instalando cozedores com tubos de 45 a 50%. Mais adiante (p. 696) será examinado o cálculo do diâmetro ótimo do tubo.

O problema é similar ao do cozedor com calandra flutuante, para determinar o espaço ótimo entre calandra e parede (p. 699). Enquanto os cozedores modernos com tubos, geralmente, possuem, calandras com espelhos superior e inferior planos e, conseqüentemente, tubos com o mesmo comprimento, o cozedor com calandra flutuante, na forma por nós preconizada, possui um espelho inferior em forma de tronco de cone e, conseqüentemente, tubos com comprimentos diferentes. Serão considerados dois comprimentos principais:

a) A altura lateral da margem externa da calandra, L_e.

b) O comprimento médio dos tubos, L. Este comprimento médio é igual à altura do cilindro de mesmo diâmetro que a calandra e de mesmo volume. Geralmente:

$$l = \frac{L_e}{L} = 0{,}7 \text{ a } 0{,}8 \tag{34.7}$$

Relação entre o número e o diâmetro dos tubos. — A definição do coeficiente k (p. 686) fornece, num cozedor com tubo central:

$$k = \frac{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi(\Delta^2 - D^2)}{4}} \quad \text{donde:} \quad n = k \cdot \frac{\Delta^2 - D^2}{d^2} = k \cdot \frac{1 - m^2}{p^2} \tag{34.8}$$

k = relação da seção interna total do conjunto dos tubos com a superfície plana total do espelho superior;

n = número de tubos;

d = diâmetro interno dos tubos;

Δ = diâmetro interno do cozedor no lugar da calandra, na mesma unidade;

D = diâmetro interno do tubo central, na mesma unidade;

$m = \frac{D}{\Delta}$

$p = \frac{d}{\Delta}$.

Igualmente, para um cozedor com calandra flutuante:

$$k = \frac{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi F^2}{4}} \qquad \text{donde:} \quad n = k \cdot \frac{F^2}{d^2} = k \cdot \frac{f^2}{p^2} \qquad (34.9)$$

$$f = \frac{F}{\Delta}.$$

Relação entre o diâmetro e a capacidade útil do cozedor. — Nos cozedores modernos, com um comprimento normal de tubos e um nível máximo de massa cozida de cerca de 1,50 m acima do espelho superior, pode-se calcular a seguinte relação da capacidade útil em massa cozida com o quadrado do diâmetro.

$$v = \frac{V}{\Delta^2} = 2{,}2 \qquad (34.10)$$

v = relação da capacidade útil em massa cozida dum cozedor com o quadrado de seu diâmetro;

V = capacidade útil do cozedor, em m³ (1 m³ = 10 hl);

Δ = diâmetro interno do cozedor, em metros.

Portanto, dispõe-se aproximadamente de:

Para V = 200 hl	Δ = 3 m
300	3,70 m
400	4,25 m
500	4,75 m

Perdas de carga

Todo o problema da circulação da massa cozida é regulado pelas perdas de carga da massa cozida, em seu circuito no cozedor. Seu movimento é relativamente livre na parte superior do cozedor, e mesmo no fundo; as principais resistências encontradas são: 1.º a passagem pelos tubos, que provoca uma perda de carga J; 2.º o retorno pelo tubo central ou o espaço anular, que provoca uma perda de carga J'. Considerando estas duas principais perdas de carga, é possível negligenciar as outras.

A circulação será apenas considerada para o caso dum cozedor cheio com massa cozida concentrada, no fim do cozimento. É o único caso que interessa, porque em todos os cozedores, mesmo nos mal concebidos, a circulação é fácil, enquanto a massa está líquida e fluida. É somente no final do cozimento que os bons aparelhos demonstram sua superioridade e rapidez.

Ora, conforme demonstrou Jenkins (QSSCT, 1958, p. 199), o movimento da massa cozida, nesta fase final, é laminar nos tubos e no tubo central ou no espaço anular. O movimento turbulento corresponde apenas à fase inicial, antes da granagem, ou quando os cristais ainda são pequenos. De acordo com a lei de Poiseuille, que se aplica ao movimento laminar, temos, para o cozedor com tubo central A_p:

$$J_P = \frac{Q}{n} \cdot L \cdot \frac{128\mu}{\pi d^4} \cdot \frac{1}{10g} \tag{34.11}$$

e:

$$J'_P = Q \cdot L \cdot \frac{128\mu}{\pi D^4} \cdot \frac{1}{10g} \tag{34.12}$$

J_P = perda de carga devida à passagem pelos tubos da calandra, em kg/m²;

J'_P = perda de carga devida à passagem pelo tubo central, em kg/m²;

Q = vazão-volume em circuito, em m³/segundo;

n = número de tubos da calandra;

L = altura da calandra, suposta com espelhos planos horizontais, em metros;

μ = viscosidade da massa cozida, em poises;

d = diâmetro interno dos tubos, em metros;

D = diâmetro interno do tubo central, em metros;

g = 9,81 m/s².

Procuram-se agora os valores correspondentes J_F e J'_F para o cozedor com calandra. J_F possui a mesma expressão que J_P, ficando subentendido que L representa o comprimento médio dos tubos da calandra (cf. p. 691). É preciso calcular agora J'_F.

Primeiramente, procura-se a expressão da perda de carga em função das dimensões dum espaço anular; com outras palavras, o equivalente da lei de Poiseuille para um espaço anular. Conservam-se as mesmas indicações que acima, acrescentando:

F = diâmetro da calandra, em metros;

$2E$ = largura do espaço anular = $\dfrac{\Delta - F}{2}$

Considera-se um anel de massa cozida, de cada lado do cilindro mediano com raio médio R, situado no meio do espaço anular, a igual distância da calandra e da parede (fig. 34.16). Estabelece-se que o anel mediano de massa cozida, com espessura $2e$ (e dos dois lados do cilindro mediano) está em equilíbrio, sob o efeito: 1.º da viscosidade μ do meio; 2.º da diferença de pressão ou perda de carga J'_F. Segue-se:

$$-2\pi L_e(R + e + R - e)\mu \cdot \frac{du}{de} = J'_F \cdot \pi[(R + e)^2 - (R - e)^2]$$

u = velocidade da massa cozida.

Donde:

$$\frac{du}{de} = -\frac{J'_F}{\mu L_e} \cdot e \qquad u = -\frac{J'_F}{2\mu L_e} \cdot e^2 + C^{te}$$

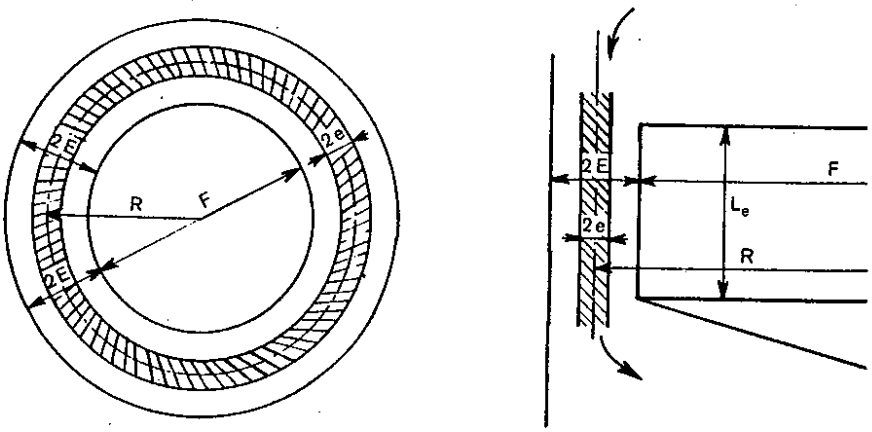


FIG. 34.16. — Calandra flutuante. Cálculo da perda de carga.

Determina-se a constante, observando que, para $e = \pm E$, $u = 0$:

$$O = -\frac{J'_F}{2\mu L_e} \cdot E^2 + C^{te} \qquad C^{te} = \frac{E^2 \cdot J'_F}{2\mu L_e}$$

Donde:

$$u = \frac{J'_F}{2\mu L_e}(E^2 - e^2)$$

Considerando um anel muito fino de massa cozida, com espessura de, a vazão de massa cozida correspondente possui o seguinte valor:

$$dQ = 2\pi(R + e)\,de \cdot u$$

ou:

$$dQ = \frac{2\pi J'_F}{2\mu L_e}(E^2 - e^2)(R + e)\,de$$

Donde:

$$Q = \frac{\pi J'_F}{\mu L_e}\int_{-E}^{+E}(E^2 - e^2)(R + e)\,de = \frac{4\pi R E^3 \cdot J'_F}{3\mu L_e}$$

Finalmente, obtém-se o valor da perda de carga correspondente à passagem pelo espaço anular:

$$J'_F = \frac{3\mu Q L_e}{4\pi R E^3}$$

ou, no sistema de unidades industriais (M.Kg-p.S) e calculando o coeficiente de viscosidade μ em poises:

$$J'_F = Q \cdot L_e \cdot \frac{3\mu}{4\pi R E^3} \cdot \frac{1}{10g} \tag{34.13}$$

Como:

$$R = \frac{\Delta + F}{4} \qquad E = \frac{\Delta - F}{4}$$

é possível escrever também:

$$J'_F = Q \cdot L_e \cdot \frac{128\mu \times 1{,}5}{\pi(\Delta + F)(\Delta - F)^3} \cdot \frac{1}{10g} \tag{34.14}$$

ou ainda, já que (34.7): $L_e = lL$:

$$J'_F = Q \cdot L \cdot \frac{128\mu \times 1{,}5l}{\pi(\Delta^2 - F^2)(\Delta - F)^2} \cdot \frac{1}{10g} \tag{34.15}$$

Ordem de grandeza. — Para dar uma idéia, procura-se uma ordem de grandeza de J_P e J'_P e de J_F e J'_F. Para isto, eliminam-se os fatores comuns e muito variáveis, estabelecendo:

$$\lambda = \frac{128\mu QL}{10g\pi \cdot \Delta^4}$$

Fica:

$$\begin{cases} J_P = \lambda \cdot \dfrac{1}{np^4} = \lambda \dfrac{1}{k(1-m^2)p^2} \\ J'_P = \lambda \cdot \dfrac{1}{m^4} \end{cases} \qquad \begin{cases} J_F = \lambda \cdot \dfrac{1}{np^4} = \lambda \cdot \dfrac{1}{kf^2p^2} \\ J'_F = \lambda \cdot \dfrac{1{,}5l}{(1-f^2)(1-f)^2} \end{cases} \tag{34.16}$$

Toma-se para valores:

$$p = 0{,}03 \qquad m = 0{,}4 \qquad f = 0{,}85 \qquad l = 0{,}83$$

conseqüentemente:

$$\begin{array}{rr} J_P = 2\,646\lambda & J_F = 3\,076\lambda \\ \underline{J'_P = \quad 39\lambda} & \underline{J'_F = \quad 200\lambda} \\ J_P + J'_P = 2685\lambda & J_F + J'_F = 3\,276\lambda \end{array}$$

o que demonstra que, para os valores correntes, o cozedor com calandra flutuante daria, teoricamente, uma perda de carga total superior à do cozedor com tubo central de mesmo diâmetro. Para encontrar a equação seria necessário, sempre teoricamente, que o cozedor com calandra flutuante tivesse o seguinte diâmetro Δ':

$$\left(\frac{\Delta'}{\Delta}\right)^4 = \frac{3\,276}{2\,685} \qquad \text{ou :} \qquad \Delta' = 1{,}05\Delta.$$

Na realidade, constata-se que, com diâmetro igual, o cozedor com calandra flutuante fornece uma circulação pelo menos tão boa quanto a do cozedor com tubo central. Isto se deve provavelmente à dificuldade encontrada pela massa cozida da superfície em descer por este tubo, rodeado por uma massa quente ascendente que a circunda e a invade muito rapidamente.

Diâmetro equivalente. — É conhecido que, em hidráulica, sob o ponto de vista das perdas de carga, uma seção não circular pode ser comparada a uma seção circular, quando possuem a mesma relação:

$$\frac{\text{seção de passagem}}{\text{perímetro circundado}}$$

Para a seção circular, esta relação tem o seguinte valor:

$$\frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

Para um anel compreendido entre duas circunferências com os diâmetros respectivos Δ e F, o diâmetro D equivalente será, então, dado por:

$$\frac{D}{4} = \frac{\frac{\pi(\Delta^2 - F^2)}{4}}{\pi(\Delta + F)} = \frac{\Delta - F}{4} \quad \text{donde: } D = \Delta - F \quad \text{ou : } m = 1 - f \quad (34.17)$$

Para uma passagem estreita e entre duas paredes planas com comprimento Z infinito (ou muito grande), ter-se-ia, da mesma maneira: $\frac{D}{4} = \frac{Ze}{2Z} = \frac{e}{2}$; donde: $e = \frac{D}{2}$. Isto permite uma comparação interessante entre tubos e placas aquecedoras.

Dimensionamento para perdas de carga mínimas

É interessante procurar a relação entre o diâmetro d dos tubos e o diâmetro D do tubo central, ou o espaço $\frac{\Delta - F}{2}$ do anel, quando as perdas totais de carga são mínimas:

1.º **Cozedor com tubo central.** — Temos (fórms. 34.8, 11 e 12):

$$J_P + J'_P = \frac{128\mu QL}{10g\pi}\left(\frac{1}{nd^4} + \frac{1}{D^4}\right) \qquad \text{com: } n = k\,\frac{\Delta^2 - D^2}{d^2}$$

Para um cozedor dado e uma mesma vazão Q de massa cozida em circuito, é preciso procurar o mínimo de:

$$z = \frac{1}{nd^4} + \frac{1}{D^4} = \frac{1}{k(\Delta^2 - D^2)d^2} + \frac{1}{D^4} = \frac{1}{\Delta^4}\left[\frac{1}{k(1-m^2)p^2} + \frac{1}{m^4}\right]$$

ou de:

$$y = \frac{1}{k(1-m^2)p^2} + \frac{1}{m^4}$$

A derivada desta função, em relação a m, é:

$$\frac{\partial y}{\partial m} = \frac{2kp^2m}{k^2(1-m^2)^2p^4} - \frac{4}{m^5}$$

que se anula para:

$$2kp^2m^6 = 4k^2p^4(1-m^2)^2$$

ou:

$$m^6 = 2kp^2(1-m^2)^2 \tag{34.18}$$

Estabelece-se:

$$r = p\sqrt{2k}$$

a equação (34.18) torna-se:

$$m^3 + rm^2 - r = 0 \tag{34.19}$$

Estabelece-se: $m = x - \frac{r}{3}$; (34.19) torna-se:

$$x^3 - \frac{r^2}{3}x + r\left(\frac{2r^2}{27} - 1\right) = 0 \tag{34.20}$$

de forma: $x^3 + ax + b = 0$. Escreve-se:

$$\frac{b^2}{4} + \frac{a^3}{27} = \frac{r^2}{4}\left(\frac{2r^2}{27} - 1\right)^2 - \frac{r^6}{27^2} = r^2\left(\frac{1}{4} - \frac{r^2}{27}\right) > 0$$

Portanto, a equação possui uma raiz única: $x = A + B$. Escreve-se:

$$A = \sqrt[3]{-\frac{b}{2} + \sqrt{\frac{b^2}{4} + \frac{a^3}{27}}} = \sqrt[3]{r\left(\frac{1}{2} - \frac{r^2}{27}\right) + r\sqrt{\frac{1}{4} - \frac{r^2}{27}}}$$

Como $\sqrt{\frac{1}{4} - \varepsilon} \neq \frac{1}{2} - \varepsilon$, e como r é muito pequeno e r^2 desprezível ante $\frac{1}{2}$, é possível escrever:

$$A = \sqrt[3]{r\left(\frac{1}{2} - \frac{r^2}{27} + \frac{1}{2} - \frac{r^2}{27}\right)} \neq \sqrt[3]{r}$$

Da mesma maneira:

$$B = \sqrt[3]{r\left(\frac{1}{2} - \frac{r^2}{27}\right) - r\sqrt{\frac{1}{4} - \frac{r^2}{27}}} = \sqrt[3]{r\left(\frac{1}{2} - \frac{r^2}{27} - \frac{1}{2} + \frac{r^2}{27}\right)} = 0$$

Portanto, a raiz é: $x = A + B = \sqrt[3]{r}$

Donde:

$$m = x - \frac{r}{3} = \sqrt[3]{r} - \frac{r}{3}$$

ou:

$$\boxed{m = \sqrt[3]{p\sqrt{2k}} - p \cdot \frac{\sqrt{2k}}{3}} \qquad (34.21)$$

Observa-se que, para um cozedor com diâmetro Δ dado, a perda de carga na circulação da massa cozida será mínima para um certo valor de m, isto é, do diâmetro do tubo central, que depende do diâmetro relativo p dos tubos.

Esta constatação é importante e nunca foi confirmada anteriormente a nossas observações (HCSE, p. 484). A maioria dos fabricantes não a consideram e adotam uma relação m de tubo central fixa, ao mesmo tempo que um diâmetro de tubos padrão (portanto, um valor de p variável) em todos seus aparelhos, do menor ao maior. Este desconhecimento é ainda mais surpreendente, porque, sob o ponto de vista da perda de carga, sem nenhum cálculo, a interdependência dos diâmetros relativos m e p evidencia-se imediatamente.

Foi por causa deste fato que propusemos o quadro (34.3). Procura restabelecer um valor de p um pouco mais constante e próximo daquele que acreditamos ser o valor ótimo. Além do mais, o valor de m pode, por sua vez, aproximar-se dum certo padrão estabelecido.

A fórmula (34.21) traduz-se pelo quadro seguinte dos valores de m correspondentes aos diversos valores de p.

QUADRO 34.5

Valores ótimos teóricos correspondentes aos diâmetros relativos dos tubos e do tubo central

	m				
k	p				
	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040
0,45	0,2604	0,2794	0,2958	0,3103	0,3234
0,50	0,2648	0,2841	0,3007	0,3154	0,3287
0,55	0,2688	0,2883	0,3052	0,3201	0,3335

Admite-se que estes valores teóricos de m são pequenos demais por causa da zona agitada que circunda e passa por cima do cilindro formado pelo tubo

central. Para obter os valores ótimos práticos, designados por M', estes recebem uma correção dada pela seguinte fórmula:

$$M' = m + \frac{1 - m}{10} \tag{34.22}$$

M' = valor ótimo prático do diâmetro relativo do tubo central = $\frac{D}{\Delta}$;

m = valor ótimo teórico deste diâmetro, fornecido pela fórmula (34.21) ou pelo quadro (34.5);

D = diâmetro do tubo central;

Δ = diâmetro do cozedor, ao nível da calandra.

Seja $M' = 0{,}37$, para $m = 0{,}30$. Isto nos fornece o quadro (34.6) dos valores práticos de M'.

QUADRO 34.6

Valores ótimos práticos do diâmetro relativo M' do tubo central

k	p				
	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040
0,45	0,334	0,351	0,366	0,379	0,391
0,50	0,338	0,356	0,371	0,384	0,396
0,55	0,342	0,359	0,375	0,388	0,400

Observa-se que, nas condições normais, não é conveniente ultrapassar 40% de tubo central, se a correção proposta por nossa fórmula (34.22) é suficiente.

2.º **Cozedor com calandra flutuante.** — De acordo com o mesmo cálculo que para o cozedor com tubo central, obtém-se a perda total de carga (fórms. 34.11 e 34.15):

$$J_F + J'_F = \frac{128\mu QL}{10g\pi}\left[\frac{1}{nd^4} + \frac{1{,}5l}{(\Delta'^2 - F^2)(\Delta' - F)^2}\right]$$

e procura-se o mínimo de:

$$z = \frac{1}{kF^2d^2} + \frac{1{,}5l}{(\Delta'^2 - F^2)(\Delta' - F)^2} = \frac{1}{\Delta'^4}\left[\frac{1}{kf^2p^2} + \frac{1{,}5l}{(1 - f^2)(1 - f)^2}\right]$$

isto é, de:

$$y = \frac{1}{kf^2p^2} + \frac{1{,}5l}{(1 - f^2)(1 - f)^2}$$

A derivada desta função em relação a f é:

$$\frac{\partial y}{\partial f} = -\frac{2}{kp^2f^3} + 3l\frac{(1 + 2f)}{(1 - f^2)^2(1 - f)^2}$$

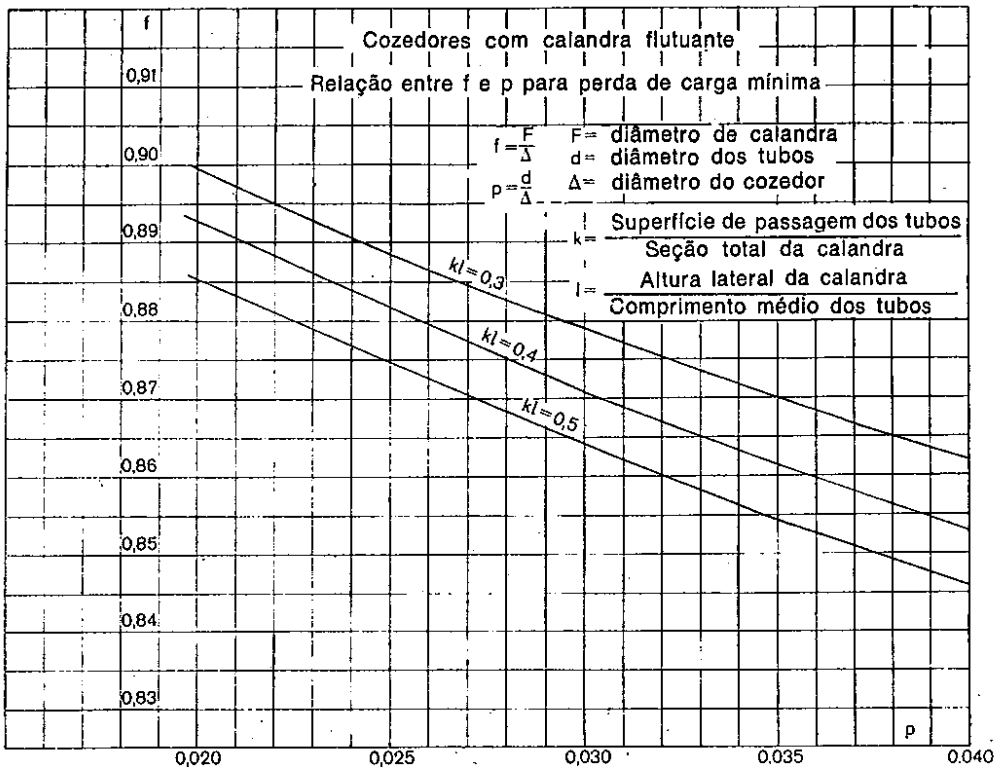


FIG. 34.17.

Procura-se o valor de f para o qual se terá:

$$\frac{\partial y}{\partial f} = 0 \qquad \text{ou :} \qquad \frac{(1-f^2)^2(1-f)^2}{(1+2f)f^3} = 1{,}5klp^2$$

Esta equação é resolvida pelo método do gráfico, traçando a curva que representa o valor do primeiro membro em função de f. Em seguida, o segundo membro recebe os vários valores que tem para os vários valores de p. Tomando sobre a curva os valores de f correspondentes a estes vários valores do segundo membro, é possível construir as curvas da fig. 34.17 que ligam entre si os valores ótimos de f e de p, em função dos valores mais comuns do produto kl. Estes valores ótimos de f estão todos compreendidos entre 0,84 e 0,90, mais freqüentemente entre 0,86 e 0,89. Como para o tubo central, constata-se que o espaço relativo $(1 - f)/2$ depende do diâmetro relativo dos tubos, p.

Por uma razão similar àquela citada a propósito do tubo central, admite-se que estes valores teóricos ótimos de f são altos demais. Toma-se para calandra ótima aquela fornecida pelo valor f':

$$f' = f - \frac{1-f}{5} \qquad (34.23$$

Isto dá origem ao quadro:

QUADRO 34.7

Valor ótimo prático do diâmetro relativo f' duma calandra flutuante

kl	*p*				
	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040
0,30	0,880	0,866	0,855	0,844	0,834
0,40	0,871	0,858	0,846	0,834	0,824
0,50	0,862	0,850	0,837	0,825	0,815

Deve-se escolher um cozedor com tubo central ou com calandra flutuante?

Se bem que os cálculos teóricos, às vezes, favoreçam o tubo central, consideramos que na prática o cozedor com calandra flutuante apresenta um circuito mais lógico e permite uma circulação melhor. Portanto, preferimo-lo e o aconselhamos. Porém, reconhecemos que a diferença entre os resultados obtidos com estes dois modelos de cozedor é bastante pequena e pode variar de acordo com a construção mais ou menos cuidadosa do cozedor.

Com efeito, preocupamo-nos com as perdas de carga, porém há 3 outras características interessantes:

a) O volume de granagem.

b) O nível máximo de massa cozida.

c) A superfície de aquecimento.

a) O volume de granagem depende muito do formato do fundo do cozedor. Nas fabricações clássicas, os dois modelos de cozedores são parecidos, sob este ponto de vista, porém é possível conseguir um volume de granagem um pouco mais vantajoso com o cozedor com tubo central. O cozedor com calandra flutuante dificilmente pode chegar a menos de 30% e alcança freqüentemente 33%.

b) Sob o ponto de vista do nível máximo de massa cozida, há muito pouca diferença entre os dois modelos de cozedores.

c) Quanto à superfície de aquecimento, foi visto (p. 695) que o cozedor com calandra flutuante exige, teoricamente, um diâmetro um pouco maior, para não apresentar, com superfície de aquecimento igual, uma perda de carga superior. Geralmente, prefere-se uma calandra um pouco mais estreita e, conseqüentemente, uma superfície de aquecimento um pouco menor, obtendo, no entanto, resultados equivalentes ou melhores.

Velocidade de circulação

Webre (ISJ, 1933, p. 186) determinou a velocidade de circulação da massa cozida num cozedor com calandra e tubo central, obtendo as seguintes características:

Diâmetro do cozedor	3,600 m
Diâmetro do tubo central	0,900 „
Altura da calandra	1,200 „

Diâmetro dos tubos	0,127 m
Número de tubos da calandra	418
Superfície de aquecimento	195 m²
Altura máxima de massa cozida acima do espelho superior	2,100 m
Volume útil correspondente	340 hl
Massa cozida utilizada na experiência	m.c. C

O gráfico abaixo (fig. 34.18) fornece as velocidades de circulação médias encontradas durante o cozimento. A velocidade, com uma média de 470 mm/s durante a 1.ª hora, caiu a 4 mm/s durante a 6.ª hora. Observa-se que, duas

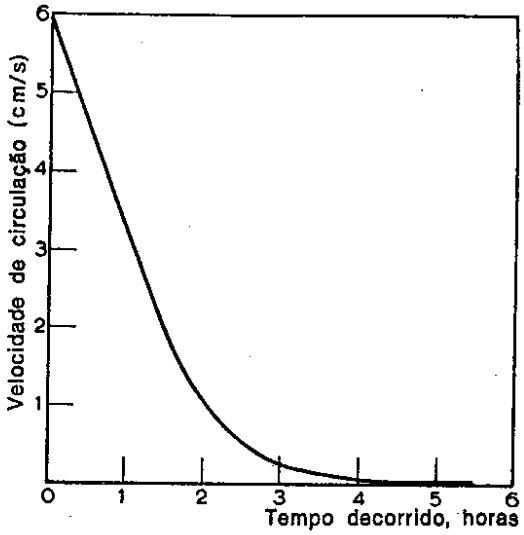


FIG. 34.18. — Variação da velocidade de circulação durante o cozimento.

horas após o início do cozimento, a velocidade de circulação já cai a um valor muito baixo. No final, é ínfima.

Para a beterraba, Claassen fornece (ISJ, 1939, p. 220) as seguintes velocidades:

		Velocidade	
	Pureza	*No início*	*No final*
M.c. A	96	1 000 a 1 700 mm/s	220 mm/s
„ B	82	330 a 220 „	6 „

Para a cana, Bosworth (PST, Vol. II, p. 390) indica as seguintes velocidades de circulação médias:

Massa	cozida	de	refinaria	20 cm/s
„	„	A	de usina	10 „
„	„	AB	„ „	8 „
„	„	B	„ „	4 „
„	„	C	„ „	2 „

TAXA DE EVAPORAÇÃO

A taxa de evaporação dum cozedor é o peso de água evaporado da massa cozida por unidade de superfície de aquecimento na unidade de tempo. É calculada em kg/m²/hora.

A variação da taxa de evaporação durante o cozimento é similar à variação da velocidade de circulação, que foi vista antes. As mesmas experiências de Claassen para a fabricação de açúcar de beterraba forneceram:

		Taxa de evaporação em kg/m²/h	
	Pureza	*No início*	*No final*
M.c. A	96	55	0,7
„ B	82	10	1

Estes números correspondem aos seguintes coeficientes de transmissão:

		Coeficiente de transmissão em kcal/m²/h/°C	
	Pureza	*No início*	*No final*
M.c. A	96	850 a 1 000	200
„ B	82	200 a 300	50 a 100

Webre (ISJ, 1942, p. 96) fornece, para as massas cozidas de cana:

		Taxa de evaporação em kg/m²/h		
	Pureza	*No início*	*No final*	*Em média*
M.c. B	72	34	1,2	11

sendo que o coeficiente de transmissão varia, durante o cozimento, de 490 a 24 kcal/m²/h/grau de queda.

Para os cozedores com calandra, em Cuba, o mesmo autor assinala as seguintes taxas de evaporação (ISJ, 1933, p. 184):

QUADRO 34.8

(cf. também o quadro 41.9, p. 881)

	Taxa de evaporação em kg/m²/h	
	Máximo	*Mínimo*
Pés-de-cozimento	85	17
Cozimentos *A*	71	32
„ *B*	46	11
„ *C*	36	1,7

Honig (PST, Vol. II, p. 363) fornece, para um cozimento *A*, pureza 86, cozedor com serpentinas, pressão de vapor de aquecimento 1,3 a 1,4 kg/cm² absoluta, os seguintes valores detalhados da taxa de evaporação:

Concentração do xarope a 60° Brix até saturação	120-70	kg/m²/h
Introdução dum magma e alimentação do cristal	70-58	„
Do pé-de-cozimento ao volume final de massa cozida	58-47	„
Concentração do cozimento nos últimos 20 minutos	47-23	„

VAPOR DE AQUECIMENTO

Antigamente, os cozedores com serpentinas eram aquecidos com o vapor direto, expandido a 2 ou 3 kg/cm², geralmente. Atualmente, a totalidade dos cozimentos é aquecida com o vapor de escape, ou ainda, uma grande parte, com o vapor vegetal. Entretanto, são necessários cozedores modernos de boa qualidade, para poder cozer com vapor de sangria, e o cozimento é, evidentemente, um pouco mais lento. Por outro lado, os riscos de destruição de sacarose são menores. Às vezes, até se coze com vapor sob pequeno vácuo. Geralmente, utiliza-se vapor do 1.º corpo: quando o cozimento se torna lento ou difícil demais no final, emprega-se o vapor de escape para a concentração.

Quando se utiliza vapor vegetal, convém abrir muito mais a válvula dos gases incondensáveis (cf. "Regulagem das válvulas", p. 580).

Entradas de vapor. — É interessante distribuir o vapor em várias entradas em volta da calandra, para os cozedores com tubo central. Um grande volume de vapor envolvendo os tubos externos colocados na frente da entrada, provoca, neste ponto, uma circulação mais rápida, no início do cozimento, em prejuízo das outras zonas da calandra. Porém, sobretudo no final do cozimento, quando se concentra a massa, esta zona próxima à entrada provoca cristais falsos. Sob este ponto de vista, é igualmente conveniente prover cada entrada de vapor de uma chicana cônica de distribuição do vapor, evitando o choque direto nos tubos à sua frente.

Para os cozedores com calandra flutuante, o melhor sistema de alimentação é aquele que consiste em fazer passar o tubo de chegada do vapor através do separador e fazê-lo descer verticalmente ao centro da calandra. O tubo é munido dum invólucro, deixando-se 20 mm de espaço entre tubo e invólucro, para evitar que os respingos da massa cozida se caramelizem sobre o tubo quente.

CONSUMO DE VAPOR NOS COZIMENTOS

Na evaporação, foi visto (p. 614) que 1 kg de vapor de aquecimento é aproximadamente suficiente para provocar a evaporação de 1 kg da água contida no caldo. Nos cozimentos, quando se relaciona o consumo de vapor nos cozedores à quantidade teórica de água a ser evaporada do xarope, constata-se que esta relação é muito diferente de 1. Isto se deve à água de diluição dos méis pobres, à água de lavagem dos méis ricos e à água de lavagem dos cozedores descarregados, quantidades estas que também precisam ser evaporadas e que se acrescentam àquelas presentes no xarope.

Neste caso, qual a relação k a ser calculada entre a quantidade de vapor a ser gasta e a quantidade de água originalmente presente no xarope?

Noël Deerr (p. 331) calcula	1,43
Tromp(ISJ, 1938, p. 226)	1,75
Webre (p. 298)	1,23

Entretanto, mais recentemente, Webre forneceu (Sp. and M., 9.ª ed., p. 150) os seguintes valores detalhados, relacionando-se a um trabalho de 100 t de caldo por hora, com 16º Brix:

	Evaporação	*Consumo de vapor*	*Coeficiente k*
Cozimentos *A*	6 090 kg/h	6 700 kg/h	1,10
„ *B*	2 240 „	2 575 „	1,15
„ *C*	1 970 „	2 365 „	1,20
Total	10 300 „	11 640 „	1,13

Porém, este coeficiente considera apenas o calor perdido, estando a água de diluição dos méis calculada na 1.ª coluna, o que, praticamente, fornece um coeficiente médio $k_m = 1{,}30$:

$$k_A = 1{,}27$$
$$k_B = 1{,}32$$
$$\underline{k_C = 1{,}38}$$
$$k_m = 1{,}30$$

Em Pleystowe, Austrália (ISJ, 1938, p. 481), e nas Filipinas (ISJ, 1939, p. 239), foram medidas as quantidades de água acrescentadas à concentração. Encontrou-se:

QUADRO 34.9

Quantidade de água a ser evaporada nos cozedores, em l/TC

	Austrália	*Filipinas*
Água de circulação adicionada nos cozedores	13,5	26,1 l/TC
„ „ lavagem dos cozedores	2,9	
„ „ diluição dos méis	13	6,5 „
„ „ lavagem nas turbinas	5,5	1,9 „
Água total acrescentada	34,9	34,5 „
„ original do xarope		50,2 „
Quantidade total de água a ser evaporada		84,7 „

Os dados das Filipinas correspondem a uma evaporação de 1,7 vezes a quantidade de água original a ser evaporada do xarope. Porém, as quantidades adicionadas podem variar muito dum país ao outro. Em Formosa (13.º C. ISSCT, p. 1622), encontrou-se 1,3 vezes empregando a defecação e 1,6 vezes empregando a carbonatação.

É possível determinar este coeficiente k através dum cálculo análogo àquele da página 611, aplicado a um cozedor durante um cozimento completo. O calor perdido é, evidentemente, considerável, por causa do tempo necessário ao cozimento. Pode ser avaliado em cerca de 20% do calor total transmitido durante o cozimento. O resultado depende muito da quantidade de água acrescentada aos méis e introduzida no cozedor, expressa em porcentagem da água original existente no xarope. Conforme os métodos, varia muito. Nas usinas de açúcar de cana francesas por nós conhecidas, a porcentagem não deve ser maior do que 10 a 20%.

Nestas condições, encontra-se: $k = 1{,}5$.

É o coeficiente que será utilizado mais tarde. Quando se procura o consumo individual de vapor dum cozedor, é possível calcular em média, para a duração de funcionamento do cozedor (42.º C. QSSCT, p. 188):

0,22 t/h de vapor por m³ de capacidade nominal do cozedor, para massa cozida A,
0,10 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ C.

A SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO E A RELAÇÃO *S/V*

Um elemento importante na concepção e no funcionamento dos cozedores é a relação de sua superfície de aquecimento com sua capacidade útil.

Foi visto (p. 700) que esta relação não era suficiente para caracterizar a capacidade de evaporação ou a rapidez dum cozedor. Porém, para os cozedores e os diâmetros de tubos normais de hoje em dia, constitui um fator predominante.

Se bem que a capacidade seja tradicionalmente calculada em hectolitros, será calculada para este exemplo em metros cúbicos, para conservar a homogeneidade desta relação. Aliás, como 1 m³ = 10 hl, a transformação é imediata duma unidade à outra.

Portanto, tem-se:

$$\frac{S}{V} = \frac{\text{superfície de aquecimento do cozedor em m}^2}{\text{capacidade útil de massa cozida em m}^3} \qquad (34.24)$$

A relação *S/V* dum cozedor bem concebido deve depender:

a) Do vapor de aquecimento utilizado;

b) Da massa cozida a ser tratada.

a) **Vapor.** — Os cozedores com serpentinas, utilizando vapor a uma pressão de 0,5 a 4 kg/cm², possuem geralmente uma relação *S/V* de 3 a 5 m²/m³, preferivelmente 4 a 4,5 m²/m³.

Os cozedores com calandra, utilizando vapor de escape a uma pressão de 0,5 a 1 kg/cm², devem ter uma relação *S/V* de 5 a 6 m²/m³. Quando são destinados a receber normalmente vapor de sangria a uma pressão de 0 a 0,4 kg/cm², é conveniente aumentar sua superfície de aquecimento, para levar sua relação *S/V* a 6 a 7 m²/m³.

Em resumo, são as seguintes as proporções ótimas:

QUADRO 34.10

Relação S/V desejável

Meio de aquecimento	*Vapor utilizado*	*Pressão de vapor*	*Relação S/V*
Serpentinas	Direto ou de escape	0,5 a 4 kg/cm²	4 a 5 m²/m³
Calandra	De escape	0,5 „ 1 „	5 „ 6 „
„	„ sangria	0 „ 0,4 „	5 „ 7 „

Com outras palavras, a superfície de aquecimento será aumentada, à medida que o vapor utilizado for menos quente.

b) **Massa cozida.** — A influência da massa cozida a ser tratada é menos importante que a do vapor. Porém, é conveniente tê-la em conta, porque a viscosidade da massa aumenta com a diminuição da pureza. Ora, é necessário aquecer com mais precauções e mais suavemente uma massa cozida viscosa, circulando com dificuldade, a qual corre o risco de se caramelizar e formar cristais falsos. Por isso, é importante diminuir a superfície de aquecimento ao mesmo tempo que a pressão de vapor, quando se trabalha com material de baixa pureza, cozinhando tão lentamente como o exige a viscosidade da massa.

Por exemplo, para o aquecimento com vapor de escape, calcula-se:

QUADRO 34.11

Valor desejável da relação S/V de acordo com os diferentes cozimentos

	Tempo de cozimento	*Relação S/V*
Açúcares refinados	2 h	10 m²/m³
„ extrabrancos	2 ½ a 3 h	8 „
„ A e B	3 a 4 h	6 „
„ de baixa pureza	4 a 8 h	5 „

ALTURA DE MASSA COZIDA, CIRCULAÇÃO, SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO E VOLUME DE GRANAGEM

Não se deve supor que a relação *S/V* e o volume de granagem possam ser adotados indiferentemente, conforme as necessidades. Na realidade, existem 4 fatores importantes aos quais se procura dar o valor ótimo, quando se fabrica um cozedor com uma capacidade dada:

a) A altura máxima de massa cozida, que deve ser a menor possível, para evitar a redissolução dos cristais (cf. p. 689).

b) A circulação, que deve ser a mais ativa possível, para conseguir um trabalho rápido e um bom esgotamento.

c) O volume de granagem, que deve ser o menor possível, para permitir o máximo de esgotamento com o mínimo de litros de massa cozida por TC.

d) A superfície de aquecimento, que deve levar à relação *S/V* necessária. Para os cozimentos *A* e *B*, o trabalho do cozedor será mais rápido quanto maior for a superfície de aquecimento; para os cozedores com massas de baixa pureza, que não devem ser cozinhadas muito rapidamente, quanto maior a superfície de aquecimento, mais baixas serão a pressão e a temperatura do vapor de aquecimento, e, portanto, as perdas e a coloração serão menores.

É fácil observar que estes 4 fatores são contraditórios:

a) Diminuindo-se a altura da massa cozida, melhora-se a circulação, porém o volume de granagem aumenta. Ou, mantendo-se o mesmo volume de granagem, é necessário diminuir a superfície de aquecimento.

b) Quando se melhora a circulação, para um mesmo modelo de cozedor, é preciso, muitas vezes, aumentar o tubo central ou o espaço anular e, portanto, diminuir a superfície de aquecimento. O volume de granagem aumenta ao mesmo

tempo. Assim, também, o aumento do diâmetro dos tubos melhora a circulação, porém em prejuízo da superfície de aquecimento, e de duas maneiras: 1.º para uma mesma calandra, a superfície de aquecimento é inversamente proporcional ao diâmetro dos tubos; 2.º (cf. quadros 34.6 e 34.7) quando se aumenta o diâmetro dos tubos, para conservar as condições ótimas do cozedor, é preciso aumentar o diâmetro do tubo central ou o espaço anular.

Finalmente, observa-se que, para um modelo de cozedor dado, um diâmetro de tubos dado e um espaço de circulação descendente dado, a altura da massa cozida e as relações S/V e G/V (volume de granagem) devem constituir um *compromisso*. Só é possível escolher o compromisso ótimo para o trabalho desejado.

Estas condições, às vezes, dificultam a construção dum cozedor com mais de 6 m² de superfície de aquecimento por m³ de capacidade útil, sem ultrapassar um volume de granagem de 30%.

Somente o emprego da circulação mecânica tornaria possível soluções que, de outra forma, seriam absolutamente incompatíveis. E, principalmente, ela permite alturas de massa cozida bem maiores, de cerca de 2 m, sem inconveniente grave quanto à redissolução do cristal.

Abaixo fornecemos as características dos melhores cozedores para produtos de baixa pureza, atualmente construídos com circulação natural. Neste quadro:

m = relação do diâmetro do tubo central com o diâmetro do cozedor;
f = relação do diâmetro da calandra com o diâmetro do cozedor;
z = relação da seção da circulação descendente com a seção total interna do cozedor.

QUADRO 34.12

Características de bons cozedores de vários modelos

		Cozedor Cail com circulação diametral (fig. 34.9)	*Cozedor Babcock modelo H.I.W. (fig. 34.5)*	*Cozedor Fives-Hugot com calandra flutuante (fig. 34.7)*	*Cozedor Fives horizontal com placas (fig. 34.14)*
Capacidade	$10\ V$	315 hl	300 hl	350 hl	250 hl
Superfície de aquecimento	S	189 m²	180 m²	202 m²	150 m²
Volume de granagem	G	100 hl	82 hl	118 hl	65 hl
Altura de massa cozida	H	164 cm	162 cm	150 cm	130 cm
Diâmetro interno	Δ	4,03 m	3,36/4,20 m	4 m/4,50 m	»
» do tubo central	D	»	1,30 m	»	»
» da calandra	F	»		3,324 m	»
» dos tubos	d	86 mm	83 mm	107 mm	»
Relação $m = D/\Delta$		»	0,387	»	»
» $f = F/\Delta$		»		0,831	»
» z		16,5 %	15 %	31 %	44,5 %
» S/V		6	6	5,8	6
» G/V		31,8 %	27,4 %	33,7 %	26 %

b) **Massa cozida.** — A influência da massa cozida a ser tratada é menos importante que a do vapor. Porém, é conveniente tê-la em conta, porque a viscosidade da massa aumenta com a diminuição da pureza. Ora, é necessário aquecer com mais precauções e mais suavemente uma massa cozida viscosa, circulando com dificuldade, a qual corre o risco de se caramelizar e formar cristais falsos. Por isso, é importante diminuir a superfície de aquecimento ao mesmo tempo que a pressão de vapor, quando se trabalha com material de baixa pureza, cozinhando tão lentamente como o exige a viscosidade da massa.

Por exemplo, para o aquecimento com vapor de escape, calcula-se:

QUADRO 34.11

Valor desejável da relação S/V de acordo com os diferentes cozimentos

	Tempo de cozimento	*Relação S/V*
Açúcares refinados	2 h	10 m²/m³
" extrabrancos	2½ a 3 h	8 "
" A e B	3 a 4 h	6 "
" de baixa pureza	4 a 8 h	5 "

ALTURA DE MASSA COZIDA, CIRCULAÇÃO, SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO E VOLUME DE GRANAGEM

Não se deve supor que a relação S/V e o volume de granagem possam ser adotados indiferentemente, conforme as necessidades. Na realidade, existem 4 fatores importantes aos quais se procura dar o valor ótimo, quando se fabrica um cozedor com uma capacidade dada:

a) A altura máxima de massa cozida, que deve ser a menor possível, para evitar a redissolução dos cristais (cf. p. 689).

b) A circulação, que deve ser a mais ativa possível, para conseguir um trabalho rápido e um bom esgotamento.

c) O volume de granagem, que deve ser o menor possível, para permitir o máximo de esgotamento com o mínimo de litros de massa cozida por TC.

d) A superfície de aquecimento, que deve levar à relação S/V necessária. Para os cozimentos A e B, o trabalho do cozedor será mais rápido quanto maior for a superfície de aquecimento; para os cozedores com massas de baixa pureza, que não devem ser cozinhadas muito rapidamente, quanto maior a superfície de aquecimento, mais baixas serão a pressão e a temperatura do vapor de aquecimento, e, portanto, as perdas e a coloração serão menores.

É fácil observar que estes 4 fatores são contraditórios:

a) Diminuindo-se a altura da massa cozida, melhora-se a circulação, porém o volume de granagem aumenta. Ou, mantendo-se o mesmo volume de granagem, é necessário diminuir a superfície de aquecimento.

b) Quando se melhora a circulação, para um mesmo modelo de cozedor, é preciso, muitas vezes, aumentar o tubo central ou o espaço anular e, portanto, diminuir a superfície de aquecimento. O volume de granagem aumenta ao mesmo

tempo. Assim, também, o aumento do diâmetro dos tubos melhora a circulação, porém em prejuízo da superfície de aquecimento, e de duas maneiras: 1.º para uma mesma calandra, a superfície de aquecimento é inversamente proporcional ao diâmetro dos tubos; 2.º (cf. quadros 34.6 e 34.7) quando se aumenta o diâmetro dos tubos, para conservar as condições ótimas do cozedor, é preciso aumentar o diâmetro do tubo central ou o espaço anular.

Finalmente, observa-se que, para um modelo de cozedor dado, um diâmetro de tubos dado e um espaço de circulação descendente dado, a altura da massa cozida e as relações S/V e G/V (volume de granagem) devem constituir um *compromisso*. Só é possível escolher o compromisso ótimo para o trabalho desejado.

Estas condições, às vezes, dificultam a construção dum cozedor com mais de 6 m² de superfície de aquecimento por m³ de capacidade útil, sem ultrapassar um volume de granagem de 30%.

Somente o emprego da circulação mecânica tornaria possível soluções que, de outra forma, seriam absolutamente incompatíveis. E, principalmente, ela permite alturas de massa cozida bem maiores, de cerca de 2 m, sem inconveniente grave quanto à redissolução do cristal.

Abaixo fornecemos as características dos melhores cozedores para produtos de baixa pureza, atualmente construídos com circulação natural. Neste quadro:

m = relação do diâmetro do tubo central com o diâmetro do cozedor;
f = relação do diâmetro da calandra com o diâmetro do cozedor;
z = relação da seção da circulação descendente com a seção total interna do cozedor.

QUADRO 34.12

Características de bons cozedores de vários modelos

		Cozedor Cail com circulação diametral (fig. 34.9)	*Cozedor Babcock modelo H.I.W. (fig. 34.5)*	*Cozedor Fives-Hugot com calandra flutuante (fig. 34.7)*	*Cozedor Fives horizontal com placas (fig. 34.14)*
Capacidade	$10\ V$	315 hl	300 hl	350 hl	250 hl
Superfície de aquecimento	S	189 m²	180 m²	202 m²	150 m²
Volume de granagem	G	100 hl	82 hl	118 hl	65 hl
Altura de massa cozida	H	164 cm	162 cm	150 cm	130 cm
Diâmetro interno	Δ	4,03 m	3,36/4,20 m	4 m/4,50 m	»
» do tubo central	D	»	1,30 m	»	»
» da calandra	F	»		3,324 m	»
» dos tubos	d	86 mm	83 mm	107 mm	»
Relação $m = D/\Delta$		»	0,387	»	»
» $f = F/\Delta$		»		0,831	»
» z		16,5 %	15 %	31 %	44,5 %
» S/V		6	6	5,8	6
» G/V		31,8 %	27,4 %	33,7 %	26 %

CAPACIDADE DOS COZEDORES

A capacidade dum cozedor é medida, geralmente, pelo volume aparente máximo da massa cozida que pode conter. Este nível máximo, via de regra, é tomado (cf. p. 686) no meio do visor superior (evidentemente, isto depende de o fabricante instalar o visor superior de modo que seu meio coincida com o nível máximo do cozedor).

Porém, o volume dum cozedor é apenas aparentemente o fator principal de sua capacidade de trabalho em TCH. O fator determinante, além das qualidades de boa circulação que foram estudadas (p. 690), é, na realidade, sua superfície de aquecimento, que condiciona a quantidade de água que ele deve evaporar dos xaropes, dos méis e das massas cozidas, durante a safra. Por isso também se calcula, às vezes, a capacidade duma usina em cozedores de acordo com a superfície de aquecimento destes.

Foi visto (p. 706) que havia uma certa proporção favorável entre superfície de aquecimento e volume útil, em função da pressão de vapor. Comparando entre si cozedores com serpentinas e com calandras, independentemente de que estes cozedores sejam aquecidos com vapor de escape ou com vapor de sangria, e de que todos estejam corretamente proporcionados (isto é, de que tenham a relação S/V desejada), é preferível calcular em hectolitros, porque a superfície de aquecimento é modificada em função do vapor de aquecimento. Com outras palavras, 3 cozedores com 400 hl cada um:

o 1.º com serpentinas, aquecido com vapor direto, com superfície $S = 180$ m²
o 2.º com calandra, aquecido com vapor de escape, com superfície $S = 240$ m²
o 3.º com calandra, aquecido com vapor do 1.º corpo, com superfície $S = 260$ m²

terão aproximadamente a mesma capacidade de trabalho, isto é, produzirão cozimentos da mesma massa (A, B ou C) no mesmo espaço de tempo.

Por isso, é lógico calcular a capacidade dos cozedores em hectolitros. É útil indicar, ao mesmo tempo, a superfície de aquecimento.

Acreditamos que, na fabricação de açúcar demerara e para cozedores com calandra, é preciso calcular 16 hl de cozedores e 9 a 10 m² de superfície de aquecimento por TCH. Sua distribuição será examinada mais adiante (p. 716). Estes números podem ser facilmente reduzidos a 15 hl e 9 m²/TCH, para cozedores horizontais com placas, modelo FLC.

Na África do Sul (43.º C. SASTA, p. 178), empregam-se em média 16,7 hl/TCH; em Maurício: 17 hl/TCH.

MÉTODOS DE ESGOTAMENTO

Se se continua a concentração do xarope vindo da evaporação, num cozedor, e a massa cozida obtida se cristaliza e é evaporada, fazendo-a passar, a seguir, nas turbinas, o açúcar fica retido na cesta e o licor-mãe passa através da tela. Este licor-mãe assim separado recebe o nome de "mel" da massa cozida turbinada. A primeira massa cozida obtida com o xarope puro (ao qual se acres-

centa, às vezes, uma certa proporção de méis pelas "recirculações" no cozedor) é chamada massa cozida *A* e o licor-mãe separado na turbinagem, mel *A*.

Porém, este mel *A* ainda contém uma grande proporção de açúcar cristalizável. Portanto, é separado e servirá, por exemplo, para aumentar cozimentos com um pé-de-cozimento. Esta massa cozida é, então, chamada massa cozida *B* e o licor-mãe separado na turbinagem, mel *B*.

Esta operação pode ainda ser repetida, porém o número de massas cozidas é rapidamente limitado:

1.º porque o mel fica cada vez mais pobre em açúcar;

2.º porque nem todo o açúcar contido é cristalizável, pois os não-açúcares imobilizam uma certa proporção de açúcar;

3.º porque os cozimentos, as cristalizações e as turbinagens sucessivos, assim como a conseqüente diminuição de pureza esgotam o açúcar e aumentam a viscosidade dos méis sucessivamente obtidos, tornando o tratamento e a circulação das últimas massas cozidas muito difíceis nos cozedores.

O último mel obtido, considerado praticamente esgotado, ou cujo esgotamento posterior é abandonado, é chamado "melaço". Da usina vai à destilaria ou para a exportação; infelizmente, ainda contém uma proporção de açúcar bastante significativa, porque constitui, geralmente, a maior parte das perdas admitidas na fabricação.

O método empregado para alcançar o esgotamento desejado é, evidentemente, muito importante. Serão examinados os métodos mais utilizados.

Purezas

Todos os métodos de esgotamento são baseados na pureza. Com efeito, a pureza é o critério mais simples do esgotamento. Infelizmente, não é um critério absoluto: um certo melaço com 36 de pureza aparente é bem esgotado; um outro com 34 é oriundo dum trabalho deficiente e poderia ter atingido facilmente 32.

Existem várias maneiras de calcular a pureza *p*. Com efeito, apresenta o seguinte valor:

$$p = \frac{s}{B} \qquad (34.25)$$

p = pureza;

s = açúcar % da matéria analisada;

B = total das matérias em dissolução, % desta matéria.

a) Seja em *sacarose*: neste caso, é preciso aplicar os métodos de análise e as fórmulas Clerget, que são demorados.

b) Seja em *polarização*: neste caso é suficiente passar as soluções a serem analisadas no polarímetro. Como este método é muito mais simples e rápido, é empregado com mais freqüência. Devido à presença dos açúcares redutores, cujo poder rotativo é inverso àquele da sacarose (levogiro em vez de dextrogiro), a

polarização sempre fornece uma quantidade de açúcar inferior à quantidade real de sacarose contida na solução.

Da mesma maneira, as matérias totais em dissolução, indevidamente denominadas "matérias secas" (= açúcar + não-açúcares) são medidas de três modos diferentes:

a) *Matérais secas reais*, obtidas pela dessecação, operação demorada e delicada, praticamente nunca utilizada no controle habitual dos laboratórios da usina.

b) *Matérias secas refratométricas*, obtidas pela leitura no refratômetro. Geralmente, são pouco diferentes das matérias secas reais, mas sempre superiores.

c) *Matérias secas gravimétricas*, ou "Brix", obtidas pela leitura em um sacarômetro Brix ou em um densímetro. Diferenciam-se das matérias secas reais no mesmo sentido, porém mais notadamente que o Brix refratométrico e, portanto, são medidas com um número bem maior. Se bem que o refratômetro se esteja difundindo bastante, a maioria dos países ainda utilizam o densímetro; deste modo não é possível comparar Brix e purezas entre países que empregam métodos diferentes.

De acordo com os métodos de análise utilizados, distinguiu-se principalmente:

a) A *pureza real*:

$$p = \frac{\text{sacarose}}{\text{matérias secas reais}} \tag{34.26}$$

b) A *pureza Clerget*:

$$p = \frac{\text{sacarose}}{\text{Brix}} \tag{34.27}$$

c) A *pureza aparente*:

$$p = \frac{\text{polarização}}{\text{Brix}} \tag{34.28}$$

Certos países americanos ainda executam o controle da usina em purezas aparentes. Isto não apresenta nenhum inconveniente ao controle de clarificação e de esgotamento. Porém, é conveniente determinar o Clerget para os produtos que influenciam de forma significativa o balanço do açúcar, isto é, no mínimo, o caldo misto e o melaço. Examinando o esgotamento, falar-se-á de purezas aparentes e será especificado quando se tratar de pureza Clerget para o melaço.

É possível fazer-se uma idéia do valor da pureza real duma solução açucarada por meio da fórmula (evidentemente, apenas aproximada):

$$\text{Pureza real} = 21{,}5 + (0{,}785 \times \text{Pureza aparente}) \tag{34.28.1}$$

Baseando-se num xarope cuja pureza é de cerca de 85, chega-se, na fabricação do açúcar de cana, a um melaço cuja pureza Clerget é de cerca de:

Esgotamento medíocre (ou condições desfavoráveis)	$p_c = 40$
Esgotamento bom (ou condições normais)	$p_c = 36$
Esgotamento muito bom (ou condições boas)	$p_c = 32$
Esgotamento excepcional (ou condições muito favoráveis)	$p_c = 28$

1. Processo com 2 massas cozidas

Este processo é também chamado trabalho com 2 massas. É pouco empregado, a não ser nos países de clima temperado, onde a pureza do xarope é muito baixa. Consiste (fig. 34.19) em formar dois tipos de massa cozida:

a) Uma massa cozida *A*, com pureza 75, obtida com um pé-de-cozimento de xarope puro, com introduções de méis ricos e, se necessário, de méis pobres.

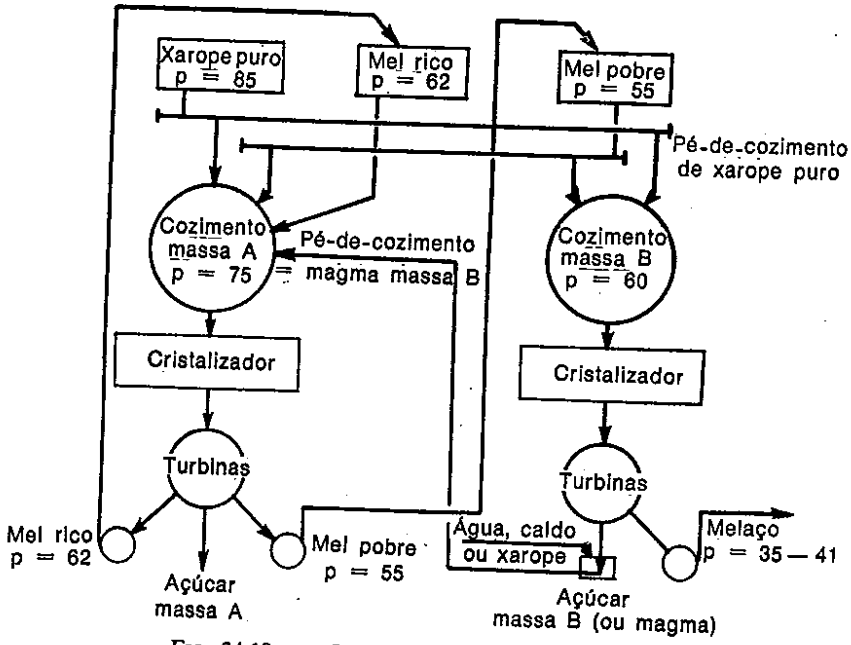


FIG. 34.19. — Processo com 2 massas cozidas.

b) Uma massa cozida *B*, com pureza 60, obtida com um pé-de-cozimento de xarope puro ou com uma mistura xarope-mel, com introdução de méis pobres.

A turbinagem da massa *A* pode ser simples ou dupla, com separação dos méis pobres (fase da turbinagem sem lavagem) e dos méis ricos (correspondendo ao período de lavagem com água e vapor, durante o qual uma certa quantidade de açúcar dissolvida pela água ou pelo vapor é perdida com o mel).

As purezas a serem obtidas estão indicadas no esquema (34.19), o qual se explica por si. O açúcar de massa *B* pode ser comercializado diretamente ou, então, ser transformado em magma, por refundição sob as turbinas de massa *B*, para servir de pé aos cozimentos *A*.

2. Processo com 3 massas cozidas (fig. 34.20)

É o processo empregado com mais freqüência. Formam-se 3 tipos de massa cozida:

a) A massa cozida *A*, com pureza 80 a 85, obtida com um pé-de-cozimento formado com magma *C* e aumentada, de acordo com a pureza do xarope, somente com o xarope puro ou, então, com o xarope puro, sofrendo este introduções variáveis de méis *A* no final do cozimento.

b) A massa cozida *B*, com pureza 68 a 72, obtida com pé-de-cozimento de magma *C* e aumentada inteiramente com mel *A*.

c) A massa cozida *C*, com pureza 56 a 60, obtida com pé-de-cozimento de uma mistura de xarope e mel *A* de pureza 72 a 75, introduzindo-se semente, com o que se faz crescer os cristais, aumentada com mel *B*.

Separam-se os açúcares A e B, cuja turbinagem é, geralmente, efetuada com uma pequena lavagem com água. Neste caso, obtém-se um açúcar demerara claro, com polarização de cerca de 98,5° em A, 97,5° em B. A lavagem pode ser modificada de acordo com a qualidade de açúcar desejada. É mais freqüente efetuar uma lavagem bastante intensa com vapor. Geralmente, não se separam os méis rico e pobre, para não complicar a operação, porque estes dois méis diferem pouco um do outro, com os tempos indicados de lavagem com água.

O açúcar C é pegajoso. É possível fundi-lo novamente, porém a solução mais econômica e comum é dissolvê-lo embaixo das centrífugas *C* com água, caldo ou xarope. Provavelmente, a melhor solução é o caldo, retirado do tanque de caldo clarificado do clarificador, estocado e esfriado num pequeno tanque não isolado.

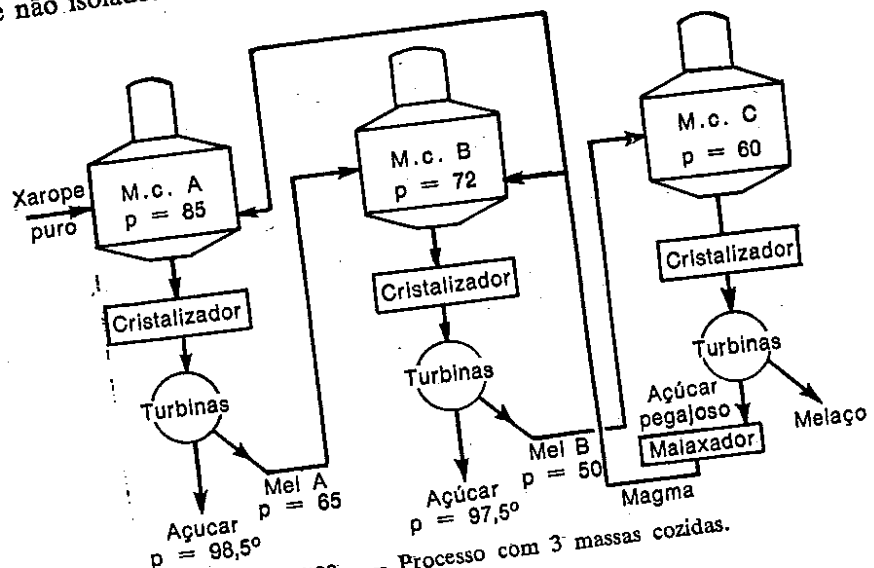


FIG. 34.20. — Processo com 3 massas cozidas.

Havendo um excesso de açúcar C em relação às necessidades dos pés-de-cozimento *A* e *B*, este é refundido. Porém, êste excesso pode ser evitado, regulando o tamanho do cristal. Por exemplo, é possível procurar obter um açúcar C de 0,3 mm, um açúcar B de 0,7 mm e um açúcar A de 1 mm. O tamanho do

cristal *C* determina o dos cristais *B* e *A*. Este tamanho do cristal *C* depende da quantidade de massa de açúcar moído introduzida na sementeira e da fineza da trituração.

A refundição do açúcar C, apesar de menos econômica, apresenta, pelo menos, a vantagem de levar a um cristal *A* mais puro e de melhor filtrabilidade.

Geralmente, as quedas de pureza são da ordem de:

18 a 20 pontos entre massa cozida *A* e méis *A*
21 „ 23 „ „ „ „ *B* „ „ *B*
22 „ 30 „ „ „ „ *C* „ melaço.

3. Processo com 4 massas cozidas

Pelo que sabemos, este processo foi utilizado apenas em poucas usinas no Havaí, nas Antilhas e na Austrália. Por nós foi empregado apenas excepcionalmente.

Formam-se 4 tipos de massa cozida (ISJ, 1935, p. 365):

a) A massa cozida *A*, formada de xarope puro.
b) „ „ „ *AB*, „ „ 1/3 de xarope, 2/3 de mel *A*.
c) „ „ „ *B*, „ „ 1/4 „ „ 3/4 „ „ *AB*.
d) „ „ „ *C*, „ „ 1/8 „ „ 7/8 „ „ *B*.

Conforme o controle padrão das usinas em Queensland (médias de 1940, ISJ, 1942, p. 150), as purezas obtidas são:

QUADRO 34.13

Escala das purezas no processo com 4 massas cozidas

M. C.	*Brix*	*Pureza m. c.*	*Pureza mel*	*Queda de pureza*	*Cristais % Brix*
A	91,8	86,9	68,8	18,1	57,8
AB	92,4	79,4	59,5	19,9	49,1
B	92,9	72,9	53,4	19,5	41,8
C	93,5	61,2	36,8	24,4	38,6

As 3 primeiras massas cozidas eram turbinadas e forneciam açúcar comercial, com pureza 99,5, 99 e 98, respectivamente.

O processo utiliza-se igualmente com magma e pés-de-cozimento, como para o precedente.

Leva a um aumento dos retornos dos méis e, conseqüentemente, de sua viscosidade, numa proporção que pode fazer desperdiçar o benefício obtido com o trabalho suplementar.

Processo com magma duplo

No processo com 3 massas cozidas, o mais generalizado, é possível obter apenas açúcar A, utilizando o açúcar C, sob forma de magma, como pé para

os cozimentos *B* e o açúcar B, sob forma de magma, como pé para os cozimentos *A*. Com cuidado, é possível evitar um excesso de açúcar C, neste caso. Porém, inevitavelmente, há excesso de açúcar B. O melhor método consiste em separar as turbinas *B* em duas partes iguais: uma para fornecer o açúcar a ser dissolvido em magma, para servir de pé aos cozimentos *A*; a outra para fornecer açúcar comercial. O último é lavado com água, enquanto, na outra metade, não se efetua nenhuma lavagem.

Este sistema apresenta a vantagem do açúcar comercial não conter mais de cerca de 13% de açúcar B, em vez de cerca de 27%. Permite uma turbinagem mais rápida da metade do açúcar B, com um esgotamento melhor, porque não há lavagem. E, ao contrário do que possa parecer, praticamente não exige uma capacidade maior dos cozedores ou das turbinas *A* do que a exigida para o processo com magma simples.

QUANTIDADES DE MASSAS COZIDAS

Levando em conta as introduções e os retornos, é possível calcular o seguinte volume total de massa cozida:

QUADRO 34.14

Volume de massa cozida em litros por TC

	Método			
	2 m. c.	*3 m. c.*		*4 m. c.*
		magma simples	*magma duplo*	
Massa cozida *A*	140	95	125	85
" " *AB*				55
" " *B*	30	50	50	35
" " *C*		35	35	25
Total	170	180	210	200

Evidentemente, estes volumes de massa cozida por TC variam com o Brix e a pureza do caldo absoluto, em torno dos valores indicados acima.

INFLUÊNCIA DA PUREZA SOBRE O TEMPO DE COZIMENTO

A pureza exerce uma influência considerável sobre a velocidade de cristalização. Van Hook (PST, Vol. II, p. 176) assinala que para certos xaropes esta velocidade diminui à metade, quando a pureza passa de 100 a 95, e a 1/9 de seu valor, quando passa de 100 a 80. Isto explica as diferenças consideráveis entre os tempos de cozimento necessários para os cozimentos *A*, *B* e *C*.

Para uma mesma massa cozida e sob a condição de que a pureza não seja demasiadamente diferente da pureza normal, calcula-se, na Jamaica (ISJ, 1940, p. 331), que o tempo de cozimento aumenta de 2%, quando a pureza diminui de um ponto (83 a 82, por exemplo).

BIBLIOTECA Gen. Á.

DISTRIBUIÇÃO DOS COZEDORES ENTRE AS VÁRIAS MASSAS COZIDAS

O tempo necessário a um cozimento aumenta à medida que a pureza diminui (cf. fig. 34.3 e quadro 34.11). Segue-se que a proporção do volume total dos cozedores a ser reservada a cada massa cozida é bastante diferente da proporção existente entre os volumes respectivos destas massas cozidas.

Com cozedores modernos e bem estudados, é possível calcular as seguintes durações de cozimento:

M.c. *A*	2 h 1/2 a 3 h
„ *B*	3 „ „ 4 „
„ *C*	4 „ „ 8 „

Porém, na África do Sul (49.º C. SASTA, p. 73), calcula-se:

M.c. *A*	$t_A = 4{,}5$ h
„ *B*	$t_B = 6$ „
„ *C*	$t_C = 9$ „

levando à seguinte distribuição dos cozedores, de acordo com sua capacidade útil:

	Dados do autor	África do Sul (47.º C. SASTA, p. 92)
M.c. *A*	6 hl/TCH, ou 37,5%	7,93 hl/TCH, ou 48%
„ *B*	4 „ „ 25 „	4,05 „ „ 25 „
„ *C*	6 „ „ 37,5 „	4,37 „ „ 27 „
	16	

Na África do Sul (49.º C. SASTA, p. 73), Darnall estima, em m³ de massa cozida por tonelada de Brix no caldo misto:

M.c. *A*	$V_A = 0{,}996$ m³/t
„ *B*	$V_B = 0{,}330$ „
„ *C*	$V_C = 0{,}237$ „

Tomando-se:

C_A = capacidade dos cozedores empregados para m.c. *A*, calculada em m³
C_B = „ „ „ „ „ „ *B*, „ „ „
C_C = „ „ „ „ „ „ *C*, „ „ „
B = Brix do caldo misto, em t/h,

tem-se:

$$B = \frac{C_A}{t_A V_A} = \frac{C_B}{t_B V_B} = \frac{C_C}{t_C V_C}$$

No processo com 4 massas cozidas, Tromp (p. 435) propõe:

M.c.	*A*	8 = 33%
„	*AB*	7 = 29 „
„	*B*	5 = 21 „
„	*C*	4 = 17 „
		24 = 100%

sendo que a primeira coluna corresponde simplesmente às proporções relativas.

ORDEM RELATIVA DOS COZEDORES

A ordem na qual os cozedores devem ser instalados ou dispostos é importante. Num processo de esgotamento com 3 massas cozidas, por exemplo, há 2 (processo com o magma simples) ou 3 (magma duplo) tamanhos de cristais e é importante que não haja mistura de cristais com tamanhos diferentes. Ora, os cozedores são ligados entre si por uma tubulação de corte com seção ampla, porque as massas cozidas e os magmas são matérias dificilmente transportadas e sempre fica um volume considerável de cristais nesta tubulação, após cada corte ou transferência. Portanto, os cozedores devem ser dispostos para que os trajetos normais das várias massas cozidas e dos magmas não se sobreponham numa mesma seção desta tubulação. Com uma instalação judiciosa, isto se consegue facilmente. Sendo impossível numa usina velha, instalam-se duas tubulações de transferência.

ESGOTAMENTO DAS MASSAS COZIDAS

Designa-se por "esgotamento" duma massa cozida a proporção de cristais recuperada % de sacarose na massa cozida. Seu valor é o seguinte:

$$r = \frac{100(j - m)}{j(100 - m)} \qquad (34.29)$$

j = pureza da massa cozida;

m = pureza do mel ou do melaço.

Na África do Sul, indica-se (39.º C. SASTA, 1965, p. 20):

		Esgotamento médio
M.c.	*A*	62,5
„	*B*	60,3
„	*C*	56,6

O esgotamento da massa cozida *C* é muito mais importante, porque regula a pureza do melaço e, conseqüentemente, a recuperação. Pode variar de 52 a 64.

ESGOTAMENTO DO MELAÇO

Não existe nenhum critério absoluto para indicar se o melaço obtido está realmente esgotado. De acordo com Noël Deerr (p. 384), a experiência indica

que, num melaço esgotado, para 1 de não-açúcar há necessidade de cerca de 0,455 de água, para manter este não-açúcar em solução, e para 1 de água há aproximadamente 1,8 de açúcar dissolvido nesta água. Ou seja, 0,82 de açúcar para 1 de não-açúcar.

Retirando a água, o açúcar deste melaço não se cristaliza mais. Corresponde às seguintes características:

Matérias secas reais	80%
Polarização	27 „
Açúcar	36 „
Não-açúcar	44 „
Brix	90 „
Pureza real	45 „
„ Clerget	40 „
„ aparente	30 „

Evidentemente, esta composição é apenas aproximada e Noël Deerr assinala que na prática é, muitas vezes, melhor.

ESGOTABILIDADE DO MELAÇO

Pedimos desculpas por este neologismo: "esgotabilidade". Significa: "caráter do melaço supondo a possibilidade de elevar seu esgotamento". Traduz o inglês "exhaustibility" e facilita a exposição de tudo quanto se refere a esta questão.

A) É certo que a pureza é um índice muito medíocre do esgotamento.

B) A relação dos açúcares totais com o Brix ("pureza" em açúcares totais) melhora muito pouco a indicação. Uma relação inferior a 50 corresponde a um bom esgotamento, quando o açúcar é calculado em Pol; calculado em Clerget, 53 ou 55 é suficiente. Porém, isso não possui um significado importante.

C) Presas propôs (FAS, março 1953, p. 71) a relação:

$$f = \frac{100(\text{Brix} - \text{açúcares totais})}{\text{sacarose}} \qquad (34.30)$$

sendo o esgotamento considerado satisfatório quando f é superior a 85.

D) Obter-se-ia um outro índice por meio do coeficiente:

$$g = \frac{\text{açúcares redutores \% do melaço}}{\text{cinzas \% do melaço}} \qquad (34.31)$$

Quanto mais baixo for, mais é difícil baixar a pureza do melaço (ISJ, 1943, p. 164). Este coeficiente g está quase sempre compreendido entre 0,1 e 3, muitas vezes entre 0,7 e 1,2. Quando:

$g \geqslant 1{,}5$, a esgotabilidade é boa e a pureza final é baixa;

$g < 1{,}5$, a esgotabilidade é pior, a pureza final mais alta.

E) Baseando-se neste índice, Webre acredita (FAS, março 1955, p. 52) que as pesquisas efetuadas no Havaí demonstram que ele representa bem a

esgotabilidade do melaço e fornece uma curva de correlação praticamente correspondente à fórmula seguinte:

$$P = 9 + \frac{134}{g + 4} \tag{34.32}$$

P = pureza Clerget dum melaço corretamente esgotado, analisado à temperatura de 50°C.

F) Thieme estudou longamente esta questão (FAS, 1931, p. 132). Estimou que o coeficiente g era um bom critério, porém havia um índice melhor, o coeficiente:

$$c' = \frac{\text{cinzas}}{\text{não-açúcares}} \tag{34.33}$$

ou, o que é a mesma coisa:

$$c'' = \frac{\text{cinzas}}{\text{não-açúcares} - \text{cinzas}} \tag{34.34}$$

isto é, a relação do não-açúcar mineral com o não-açúcar orgânico. Portanto, qualquer adição dum sal mineral diminui as possibilidades de esgotamento do melaço.

G) Powell (7.° C. ISSCT, p. 623) propôs o critério:

$$i = \frac{\text{impurezas}}{\text{água}} \times 100 \tag{34.35}$$

sendo as impurezas determinadas com o auxílio das matérias secas reais e da sacarose, portanto, pelo intermédio da pureza verdadeira. Quanto maior esta relação i, maior o esgotamento; i varia, geralmente, de 300 a 400.

H) Todos estes índices são úteis para uma usina, porém os resultados por eles fornecidos não podem sempre ser comparados, de uma usina à outra ou de um país ao outro.

O processo que atualmente parece dar os resultados que mais se prestam à comparação universal consiste no emprego da fórmula de Douwes-Dekker:

$$P = 36 - 0{,}08r + 0{,}26c \tag{34.36}$$

P = pureza real a ser esperada dum esgotamento normal ou razoavelmente elevado do melaço (7.° C. ISSCT, p. 628);

r = açúcares redutores % de não-sacarose, no melaço;

c = cinzas, calculadas em sulfatos % de não-sacarose, no melaço.

Para transformar as cinzas sulfatadas em cinzas carbonatadas (D.-D., 31.° C. SASTA, pp. 92-107):

Cinzas carbonatadas = cinzas sulfatadas × 0,752.

Não-sacarose = matérias secas — sacarose, sendo a sacarose determinada pelo método Clerget.

Portanto, determinam-se a sacarose, os redutores e as cinzas do melaço; calcula-se P pela fórmula Douwes-Dekker e compara-se P à pureza Clerget p_c do melaço: a diferença $(p_c - P)$ indica o aumento de pureza que deveria ser obtido com um melaço convenientemente esgotado.

Por causa da imprecisão do assunto, seria inútil conservar na fórmula (34.36) um número de decimais superior àquele por nós dado.

Esta fórmula é freqüentemente citada e empregada. Corresponde à média geral das usinas de Java, que eram classificadas em três grupos, estudados separadamente por Douwes-Dekker. Para cada um dos três grupos obteve os seguintes resultados:

a) Usinas com defecação: $P = 33 - 0{,}055r + 0{,}31c$ (34.37)

b) Usinas com sulfitação: $P = 38{,}2 - 0{,}110r + 0{,}22c$ (34.38)

c) Usinas com carbonatação: $P = 33{,}8 - 0{,}051r + 0{,}31c$ (34.39)

Desejando ser exato, convém empregar para cada caso não mais a fórmula geral, mas aquela correspondente ao processo de clarificação utilizado. Como a determinação das matérias secas é longa e cansativa, é possível obtê-las mais rapidamente pela fórmula de Sijlmans:

a) Usinas com defecação:

$$\text{Matérias secas} = \text{Brix por diluição a 1 : 9 em peso} - (0{,}72 \times \text{cinzas sulfatadas \%}) \quad (34.40)$$

b) Usinas com sulfitação:

$$\text{Matérias secas} = \text{Brix por diluição a 1 : 9 em peso} - (0{,}86 \times \text{cinzas sulfatadas \%}) \quad (34.41)$$

c) Usinas com carbonatação:

$$\text{Matérias secas} = \text{Brix por diluição a 1 : 9 em peso} - (0{,}74 \times \text{cinzas sulfatadas \%}) \quad (34.42)$$

Entretanto, constatou-se em Maurício (RAM, março 1959, p. 96) que, para os melaços desta ilha (usinas com defecação), era mais exato utilizar a fórmula:

$$\text{Matérias secas} = \text{Brix por diluição a 1/10 (peso/volume)} - (0{,}43 \times \times \text{cinzas sulfatadas \%}) - 5{,}8. \quad (34.43)$$

Esta fórmula fornece um valor com aproximação de 0,5.

Dupont de R. de Saint-Antoine também propôs, em Maurício, a fórmula (MSIRI, Ann. Rep. 1968, p. 129):

$$\text{Matérias secas} = 0{,}821\ B + 9{,}65 \quad (B = \text{Brix refratométrico}) \quad (34.43.1)$$

que é mais interessante para os países que empregam o Brix refratométrico.

É interessante conhecer os vários valores encontrados em Maurício para as matérias secas, conforme o método empregado:

Brix por diluição a 1/10 (peso/volume)	93,34
" " " " 1/9 (peso/peso)	93,09
" " " " 1/1 (peso/peso)	88,60
Brix refratométrico por diluição a 1/1 (peso/peso)	83,98
Matérias secas (estufa sob vácuo)	81,37
" " (estufa a 105°C)	79,94
Cinzas %	14,36

São as matérias secas na estufa sob vácuo que devem dar o valor mais próximo à realidade.

J) Honig (9.° C. ISSCT, Vol. 2, p. 455), após observar que a fórmula de Douwes-Dekker era dada em sacarose e matérias secas reais, enquanto o controle das usinas americanas é, geralmente, efetuado em Pol e Brix, propôs uma fórmula, que considera ser mais prática, para determinar a pureza aparente obtenível.

a) Condições javanesas:

$$\text{Pureza aparente obtenível} = 24 - 0{,}11r + 0{,}26c \qquad (34.44)$$

b) Condições havaianas:

$$\text{Pureza aparente obtenível} = 20 - 0{,}13r + 0{,}28c \qquad (34.45)$$

r = redutores % de não-açúcares

c = cinzas sulfatadas % de não-açúcares } não-açúcares = Brix — Pol.

Para as ilhas tropicais, emprega-se preferivelmente a fórmula (34.45). Para uma outra região, é possível utilizar uma fórmula média entre as duas indicadas por Honig:

c) Condições gerais:

$$\text{Pureza aparente obtenível} = 22 - 0{,}12r + 0{,}27c \qquad (34.46)$$

K) Em Queensland (SRIM, Techn. Rep., n.° 64, p. 2), a fórmula que melhor se adaptava às condições locais era:

$$P = 40{,}67 - 17{,}8 \log \frac{R}{C} \qquad (34.47)$$

P = pureza real obtenível;
R = redutores % de melaço;
C = cinzas, calculadas em sulfato, % de melaço.

Na África do Sul (S.A.S. Yearbook, 1972-73, p. 85), constatou-se:

$$P = 39{,}94 - 19{,}60 \log \frac{R}{C}. \qquad (34.47.1)$$

A analogia com a fórmula australiana é grande e sugere uma fórmula mais generalizada, que poderia ser a seguinte:

$$P = 40 - 18{,}5 \log \frac{R}{C}. \qquad (34.47.2)$$

Se tivesse sido necessário utilizar a mesma forma que na equação de Douwes-Dekker, dever-se-ia estabelecer para Queensland:

$$P = 43{,}71 - 0{,}271r + 0{,}183c. \qquad (34.48)$$

Observa-se que a influência dos redutores e das cinzas pode variar muito dum país ao outro.

L) Por isso, acreditamos ser ilusório procurar uma fórmula complicada, se esta deve considerar apenas redutores e cinzas. É melhor utilizar uma fórmula bem simples, fácil de lembrar e utilizar e tão válida para o mundo açucareiro como as complicadas fórmulas propostas. Neste sentido, utilizamos:

$$P = 40 - 4\frac{R}{C} \qquad (34.49)$$

P = pureza Clerget obtenível com um bom trabalho médio (portanto, pode ser ultrapassada);

R = redutores % de melaço;

C = cinzas, calculadas em sulfatos, % de melaço.

M) Assinalamos ainda uma fórmula de Webre (ISJ, dezembro 1963, p 367), dando a pureza mais baixa obtenível:

$$P = 42{,}06 - 6{,}84\frac{R}{C} + 0{,}7\left(\frac{R}{C}\right)^2 \qquad (34.50)$$

P = pureza Clegert mínima obtenível;

R = redutores % de melaço;

C = cinzas sulfatadas % de melaço.

e outra de J. Dupont de R. de Saint-Antoine para Maurício (MSIRI, Ann. Rep. 1968, p. 130):

$$P' = 44{,}6 - 4\frac{R}{C} \qquad (34.50.1)$$

P' = pureza real mínima obtenível.

N) Na India, Gupta e outros propuseram (ISJ, setembro 1973, p. 276):

$$P = 31{,}574 + 1{,}277\,Cl - 0{,}931\frac{R}{C} \qquad (34.50.2)$$

P = Pureza Clerget normalmente obtenível;

Cl = g de cloretos para 1 000 g de não-açúcares (Brix — sacarose).

O) No Havaí (ISSCT, XV C., p. 1236), indica-se, atualmente:

$$P = 33{,}160 - 4{,}028\left(\frac{R}{C}\right) + 0{,}161\ P_M \qquad (34.50.3)$$

P = Pureza Clerget refratométrica obtenível, com 600 poises e 50°C;
P_M = Pureza Clerget refratométrica obtida;
R = redutores;
C = cinzas carbonatadas totais.

É interessante acrescentar a estas fórmulas, que fornecem as purezas mínimas obteníveis, outras que permitam calcular a pureza real. A primeira, de Webre (ISJ, dezembro 1961, p. 380), é em função da pureza aparente:

$$P = (\text{pureza aparente} \times 0{,}7857) + 21{,}43 \qquad (34.51)$$

P = pureza real do melaço.

A outra, de Sijlman, em função da pureza Clerget:

$$P = \frac{\text{Sacarose Clerget}}{\text{Brix} - (\text{cinzas sulfatadas} \times 0{,}72)} \qquad (34.52)$$

que se compara à fórmula (34.40).

QUANTIDADE DE MELAÇO POR TONELADA DE CANA

Quando não se pesa o melaço, ou quando se deseja controlar o resultado dado pela balança, é fácil encontrar o peso de melaço por TC que a usina deveria obter. Com efeito, seja:

Q = peso de caldo misto % de cana;
B = Brix do caldo misto;
P = pureza do caldo;
q = peso de melaço % de cana;
B_m = Brix do melaço;
P_m = pureza do melaço;
ε = perda no lodo + perdas indeterminadas, relacionadas ao açúcar contido no caldo misto;
r = recuperação da concentração (cf. p. 855).

O açúcar contido no caldo misto = QBP. A usina extrai: $QBPr$. Portanto, é preciso encontrar: $QBP\ (1 - r)$. Sem as quantidades invertidas ou caramelizadas, esta diferença devia ser encontrada no melaço, no lodo e nas perdas indeterminadas. Ora, o açúcar perdido no melaço = $q\ .\ B_m\ .\ P_m$. Portanto, deve-se obter:

$$QBP(1 - r) = qB_mP_m + QBP\varepsilon$$

Donde:

$$q = \frac{QBP(1 - r - \varepsilon)}{B_mP_m} \qquad (34.53)$$

EXEMPLO. — $Q = 98$

$$B = 15 \qquad P = 85$$
$$B_m = 95 \qquad P_m = 40$$

Conseqüentemente: $r = 0{,}90 \qquad \varepsilon = 0{,}01.$

$$q = \frac{98 \times 15 \times 85(1 - 0{,}90 - 0{,}01)}{95 \times 40} = 2{,}96\,\% \text{ de cana}$$

ou seja, 29,6 kg por TC.

Encontrando uma quantidade superior à fornecida pela balança, é provável que tenha ocorrido inversão ou caramelização.

CONTROLE DO COZIMENTO

Certamente, o trabalho do cozinhador é o mais delicado dentre todos os serviços da usina. Se bem que o cozimento tenda a se tornar cada vez mais simplificado e mecanizado, ainda assim não deixa de ser uma arte; do conhecimento e da habilidade deste profissional dependem, numa medida considerável, o açúcar e o rendimento.

Um cozimento inclui 4 fases principais, que serão examinadas, dando-se mais ênfase aos cozimentos *C*, os mais difíceis.

A) Concentração

O cozinhador coloca no cozedor uma certa quantidade de xarope ou de mistura de xarope e mel com uma pureza de cerca de 75. Esta quantidade é estabelecida pelo volume de granagem. Deve ser a menor possível, porém suficiente para cobrir a serpentina inferior ou a calandra, pois de outra forma as pequenas ondas de xarope ou os respingos, caindo sobre as partes descobertas da superfície de aquecimento, caramelizar-se-iam.

Quanto menor o volume introduzido, ou volume de granagem, tanto menor será o número de cristais e o tamanho destes será maior.

O cozinhador deve introduzir o xarope à medida que a concentração diminui o volume da quantidade colocada, de tal forma que o nível de xarope no interior do cozedor seja constantemente suficiente para cobrir a superfície de aquecimento.

B) Granagem

À medida que o xarope se concentra, ele se torna mais viscoso. Quando a supersaturação alcançou o grau desejado, procede-se à granagem. Antigamente, era realizada por espera ou por choque, isto é, com a introdução repentina duma certa quantidade de xarope frio. Hoje em dia, apenas se utiliza a semente.

Além dos instrumentos descritos mais adiante (p. 730), o momento certo corresponde a um Brix de cerca de 80. O cozinhador reconhece este momento pela viscosidade do xarope, cujos respingos escorrem cada vez mais lentos sobre os visores. Outro meio é a "prova do fio". Por meio da sonda ele retira uma

amostra do xarope, pega um pouco deste entre o polegar e o indicador e os separa rapidamente: o momento certo corresponde a um fio que se quebra com um comprimento de 2 a 3 cm. Efetuando esta prova cedo demais, o fio se quebra assim que se separam os dedos, tarde demais, não se quebra.

A granagem por espera efetua-se na zona lábil (cf. p. 672). A granagem por choque realiza-se na zona intermediária, sendo que o choque abre por si mesmo uma passagem repentina na zona lábil ($S = 1{,}60$ a $1{,}70$). A granagem por semente efetua-se na zona metaestável, nas proximidades de $S = 1{,}10$ a $1{,}20$, para os cozimentos com pureza elevada, $1{,}30$ a $1{,}40$, para os produtos de baixa pureza. Assim que o momento certo é alcançado, diminui-se o vácuo a 60 cm, esperando que os instrumentos (ou a prova do fio) indiquem novamente a concentração adequada a esta nova temperatura. Então é introduzida a massa de açúcar triturado por uma sonda ou uma válvula para este fim, cujo orifício deve, neste momento, estar abaixo do nível do xarope no cozedor. Esta válvula deve ter um diâmetro bastante pequeno, para que a quantidade de ar aspirada com a semente não a arraste juntamente na direção do condensador, através da massa, sob forma de gotículas. Para evitar isto, abre-se a válvula com cuidado.

Uma vez o cristal introduzido, fecha-se o vapor, para evitar que os cristais muito finos de semente não se dissolvam ao passar na proximidade da superfície de aquecimento. Esperam-se alguns minutos, depois continua-se a concentração lentamente, para fazer crescer os cristais. Somente cerca de 15 a 30 minutos depois da semeação se introduz novamente xarope. Também em 15 a 30 minutos, restabelece-se o vácuo normal.

Durante a fase da granagem deve-se ter o cuidado de que a temperatura dos méis introduzidos seja levemente superior à da massa contida no cozedor (cerca de 2°C), caso contrário a ebulição é interrompida em alguns pontos.

Quantidade de semente a ser introduzida. — Alewijn e Honig (PST, Vol. II, p. 348) acreditam, e participamos de sua opinião, que os melhores resultados são obtidos quando se efetua a semeação por meio duma massa de pó de açúcar refinado muito fina, fabricada em pequenos trituradores com bolas de aço, onde é diluída num líquido orgânico que não dissolve a sacarose, como álcool isopropílico, álcool etílico, benzina etc. Calculam 16 g de açúcar % hl de massa cozida C final. Evidentemente, este peso depende da fineza da trituração do cristal da semente e do tamanho desejado do cristal final. Roger Bax, em Maurício (RAM, julho 1958, p. 277), calcula 50 a 60 g % hl de massa cozida C final. Belle Glades, na Flórida (S. y A., dezembro 1969, p. 27), calcula 160 g % hl.

O açúcar a ser triturado deve estar muito seco, úmido formaria grumos. Portanto, é conservado em garrafões, recipientes metálicos ou frascos hermeticamente fechados. O triturador pode girar durante 3, 6, 12 e até 24 horas, para obter a fineza desejada do cristal.

C) Crescimento do cristal

Após a introdução da massa no cozedor, a supersaturação ainda aumenta durante 3 a 5 minutos. Após este tempo, começa-se imediatamente a introdução da água de circulação, para manter uma taxa de evaporação alta e uma circulação

perfeita. Esta introdução continua durante 15 a 20 minutos, até que os cristais se tornem visíveis a olho nu: assim se impede um aumento da supersaturação, que levaria à formação de cristal secundário.

Assim que o cristal estiver bastante grande para que possa ser observado sobre a placa, o cozinhador experiente sabe se formou cristais em número suficiente ou não. Quando há cristais em excesso, ele dissolve uma parte pela introdução maciça de xarope. Não havendo cristais suficientes, não há nada a fazer: neste caso, é obrigado a formar cristais grandes, o que não constitui um inconveniente grave para as massas cozidas de primeira, porém leva a um esgotamento defeituoso na última massa. Para não obter um cristal irregular, é preciso evitar cuidadosamente proceder a uma segunda cristalização: obtêm-se cristais com dois tamanhos diferentes, prejudicando muito a turbinagem.

Todo o restante do cozimento consiste, sobretudo, no desenvolvimento dos cristais existentes, sem formar cristal falso (isto é, novos cristais, que formariam cristais de tamanho diferente, dificultando muito a turbinagem, ou uma "poeira" suscetível de passar através das telas das turbinas, enriquecendo o mel ou o melaço).

Para isto, deve-se procurar manter a maior regularidade do cozimento, mantendo o vácuo e a pressão de vapor constantes. Qualquer aumento repentino do vácuo ou qualquer queda repentina da pressão de vapor pode ocasionar uma formação secundária de cristais pela diminuição da temperatura no cozedor (passagem repentina na zona lábil ou intermediária).

Além destas duas causas freqüentes, o cristal falso também pode ser produzido:

a) por uma evaporação rápida demais;

b) pela introdução de xarope ou mel frio demais;

c) pela entrada de ar pela tampa de descarga, se esta não se fecha hermeticamente.

Quando há formação de cristal falso, o cozinhador deve percebê-lo imediatamente e procurar dissolvê-lo:

a) aumentando a temperatura no cozedor, pela diminuição do vácuo;

b) dissolvendo os pequenos cristais, por uma introdução maciça de xarope.

Quando se fabrica açúcar de cristais grandes, é muito difícil evitar o cristal falso, a não ser que se utilize um xarope muito diluído, ou até caldo.

Quando o cristal falso se forma no final do cozimento, a viscosidade e a falta de circulação da massa tornam praticamente impossível sua redissolução (cf. fig. 34.18).

O cozinhador não recomeça a alimentação do cozedor com xarope (cozimento *A*) ou com méis (cozimentos *B* ou *C*) antes que os cristais tenham alcançado um tamanho tal que representem cerca de 1/3 da massa.

D) Concentração

Servindo-se de sua experiência, o cozinhador introduz no cozedor uma quantidade de xarope ou de mel suficiente para: *a*) compensar a quantidade

de água a ser evaporada; *b*) aumentar lenta e progressivamente o volume da massa cozida no cozedor, para que a concentração acompanhe o nível da massa cozida e para que o Brix seja aproximadamente o Brix máximo desejado, quando a massa cozida alcança o nível correspondente ao máximo do cozedor.

Durante a última fase do cozimento, a massa no cozedor é muito densa, viscosa e de circulação difícil. Prossegue-se sua concentração, sua evaporação até o máximo possível. Para conservar durante esta fase final uma circulação razoável, introduz-se no cozedor, como se fez também imediatamente após a granagem, água de circulação, durante os últimos 30 ou mesmo 60 minutos. Assim, ao mesmo tempo que se obtém uma pequena melhora da circulação, obtém-se sobretudo uma diminuição da supersaturação, reduzindo o perigo de formação de cristal falso fino demais nesta última etapa muito delicada do cozimento.

Assim que se constata que os cristais ocupam todo o espaço disponível e que o licor-mãe está somente nos espaços livres entre os cristais contíguos, descarrega-se o cozimento. Isto é, fecha-se a válvula de vácuo, abre-se a torneira que comunica com a atmosfera, o que "quebra" o vácuo com o barulho característico, e abre-se a tampa de descarga do cozedor para os cristalizadores.

Quando o cozedor está vazio, é limpo com vapor: para isso, abre-se um registro de vapor que comunica com o interior do corpo do vaso, deixando aberta a tampa de descarga. O vapor dissolve o açúcar e limpa o cozedor. Emprega-se o vapor de escape, mais eficiente e econômico que o vapor direto. Obtém-se uma lavagem mais completa utilizando pulverizadores de água, colocados em forma de coroa no alto do cozedor; a água deve ser quente e ter uma pressão forte, sendo bem dirigida sobre as paredes. Só é importante lavar a parte superior do cozedor, porque a parte correspondente ao volume de granagem é automaticamente lavada pelo xarope introduzido no início do cozimento seguinte, e ainda concentrando-o gratuitamente.

Alimentação. — Há dois métodos principais de alimentação com xarope ou com mel:

a) de forma descontínua, por "jatos";

b) de forma contínua, deixando a torneira de entrada com uma abertura reduzida, porém constante.

Este último método permite manter a supersaturação com um valor mais constante ou fazê-la variar de modo progressivo e regular. É muito melhor que o primeiro, o qual fornece resultados fracos ou não muito bons, e permite cozimentos muito mais rápidos.

Os sistemas de alimentação automática alimentam de modo contínuo, sendo que a válvula conectada se abre conforme as necessidades.

Supersaturação. — Não é possível indicar precisamente qual a supersaturação a ser mantida, porque depende da pureza do licor-mãe, variável durante o andamento do cozimento. Entretanto, quando a granagem é feita com xarope de 80 a 85 de pureza, é possível indicar valores médios. Se bem que a granagem com sementeira possa ser realizada na zona metaestável, geralmente é efetuada na zona lábil. Portanto, é possível aconselhar as seguintes supersaturações:

a) Granagem $1{,}25 < S < 1{,}40$

b) Crescimento dos cristais $1{,}08 < S < 1{,}20$ (34.54)

Webre (PST, Vol. II, p. 403) estima que, para os cozimentos *C*, uma supersaturação normal é 1,325, podendo variar de 1,25 a 1,40.

Experiências efetuadas na Austrália (SRIM, Techn. Rep. n.º 53, p. 5) demonstraram que, para o crescimento dos cristais nos cozimentos *A*, era necessário ficar entre 1,07 e 1,17, de acordo com a zona considerada do cozedor, desejando-se evitar o cristal falso.

Há duas condições que permitem manter mais facilmente estes teores. São:

1.º O vácuo individual.

2.º O uso do cuitômetro e dos alimentadores automáticos.

VÁCUO CENTRAL E VÁCUO INDIVIDUAL

Antigamente, por motivos de simplificação e economia, muitas usinas instalavam o vácuo em um só prédio, chamado "prédio do vácuo", e em uma única instalação, com o nome de "vácuo central". A usina possuía uma única bomba de ar, um único condensador barométrico, uma única bomba de água fria para a condensação e uma única de água quente. O múltiplo-efeito e todos os cozedores eram ligados por tubulações a este condensador único.

Esta instalação era muito prática sob o ponto de vista mecânico e a despesa era mínima. Porém, apresentava um inconveniente grave. Se bem que o múltiplo-efeito não produza distúrbios muito grandes no conjunto, não ocorre o mesmo com os cozedores. Quando se introduz o xarope em um deles e se começa a concentração, a evaporação é muito forte (cf. p. 703): a evaporação e a condensação, duma quantidade de vapor tão considerável, em comparação com as quantidades médias (cf. p. 703) constituem para o vácuo central uma carga suplementar demasiadamente grande para que a instalação não sofra as conseqüências. Às vezes, o vácuo cai repentinamente de 65 a 60 cm, por exemplo. *A fortiori* quando o acaso faz com que dois aparelhos comecem um cozimento ao mesmo tempo. Estas variações são, evidentemente, muito prejudiciais aos cozimentos em andamento nos outros cozedores. Acabamos de observar (p. 726) como é importante ao cozimento e à turbinação a manutenção dum vácuo bem constante. Em certas circunstâncias, uma variação de 15 mm é suficiente para provocar cristal falso.

Quando um condensador é conectado a vários cozedores, pode-se remediar parcialmente a situação instalando na válvula de vácuo de cada cozedor um pequeno tubo de alguns centímetros de diâmetro, pondo em curto-circuito a válvula; este tubo, por sua vez, recebe uma pequena válvula, correspondendo ao seu diâmetro. Quando o cozedor recomeça seu funcionamento, deixa-se a válvula grande de vácuo fechada e estabelece-se o vácuo pelo pequeno tubo de curto-circuito. Assim se limita a vazão de ar e, conseqüentemente, a sobrecarga do condensador. Quando o vácuo no cozedor em trabalho está próximo de seu valor normal, abre-se novamente a válvula grande.

Webre (FAS, dezembro 1946, p. 30) aconselha também a instalação dum pequeno vácuo especial, reservado aos cozedores, quando iniciam seu trabalho.

Estes dispositivos solucionam a ligação dum cozedor, porém de forma incompleta, porque, quando a válvula de vácuo é aberta, o cozedor possui a mesma pressão que o vácuo, porém está cheio de ar e isto é suficiente para ultrapassar a capacidade da bomba de ar. Além disso, quando o vapor penetra na calandra do cozedor, o excesso de evaporação no início do cozimento é grande demais e também influencia o vácuo.

É possível obter uma pequena melhora instalando em cada cozedor um condensador especial, ligado à bomba de ar central.

Porém, a única solução completa é o vácuo individual. Consiste na separação completa de cada cozedor, como também do múltiplo-efeito, e em dar a cada um uma pequena instalação especial de vácuo.

Evidentemente, esta solução apresenta inconvenientes:

a) Multiplicidade dos aparelhos (condensadores e bombas).

b) Custo considerável. Não somente se necessitam mais aparelhos, mas ainda a soma das capacidades dos condensadores e das bombas individuais deve ser superior à capacidade do condensador e das bombas centrais, porque cada instalação individual deve ser capaz de expulsar a quantidade máxima de ar e de vapor do cozedor ao qual é ligado, enquanto a instalação central é calculada sobre a média de vários cozedores dos quais se pode supor que um único esteja nas condições máximas, isto é, no início do cozimento.

c) Consumo de potência bem maior. Cada bomba é calculada para as necessidades máximas e trabalha a maior parte do tempo muito abaixo de sua potência nominal, o que sempre leva a um consumo grande de potência, principalmente para os motores elétricos.

d) Consumo maior de água fria.

Por outro lado, apresenta algumas vantagens:

a) Evita a enorme tubulação de vácuo que liga o vácuo central ao múltiplo-efeito e a todos os cozedores e que ocupa muito espaço. Cada instalação pequena pode ser colocada na proximidade imediata do cozedor que serve.

b) Um defeito em uma destas instalações interrompe apenas o cozedor ao qual é ligada e, geralmente, pode ser consertado sem parar toda a usina.

c) É preciso considerar o enorme rendimento oriundo da regulagem individual do vácuo de cada cozedor sem prejudicar o funcionamento dos outros cozedores.

Quando se utilizavam as grandes bombas de ar alternativas, o vácuo individual era realmente pouco prático. Porém, com o aperfeiçoamento dos condensadores com multijatos e, principalmente, das bombas de ar com anel líquido, tornou-se muito aconselhável. Ainda é possível agrupar com o mesmo vácuo todos ou uma parte dos cozedores *A* e *B*, porém os cozimentos *C* devem ter seu vácuo individual. O vácuo individual é uma condição essencial para uma boa fabricação; sua instalação é possível sem grandes transformações e seu custo

maior é rapidamente amortizado pela melhora do rendimento da usina e da qualidade do açúcar.

INSTRUMENTOS DE CONTROLE DO COZIMENTO

Como a supersaturação é o fator que mais influencia o controle do cozimento, compreende-se que um instrumento que indique o grau de supersaturação seja útil para um controle eficiente da operação. Os instrumentos utilizados dividem-se em dois tipos principais, de acordo com a alternativa escolhida para medir a supersaturação: *a*) aqueles baseados na elevação do ponto de ebulição; *b*) aqueles baseados na condutividade. Nos dois casos convém estabelecer previamente a relação entre a variável medida e a supersaturação do licor-mãe, para a massa cozida considerada. Nos dois casos, os aparelhos de medição devem ser criteriosamente instalados, para fornecerem valores exatos.

A. Instrumentos baseados na elevação do ponto de ebulição

Estes instrumentos medem a elevação do ponto de ebulição (EPE) da massa cozida pela relação com o ponto de ebulição da água pura à mesma pressão absoluta. Como a EPE duma solução dum corpo dado é diretamente proporcional à concentração deste corpo, o coeficiente de supersaturação é igual à relação da EPE da solução supersaturada com a EPE da solução saturada à mesma temperatura. Para uma solução de sacarose pura, a relação entre a EPE e o grau de saturação é bem conhecida; para soluções impuras, como aquelas tratadas na usina, convém determinar a influência das impurezas para cada tipo de massa cozida.

Os esforços por utilizar a EPE como medida da supersaturação ficaram sem resultados, até que W. E. Smith, em 1933 (FAS, 1933, pp. 84-127), estabelecesse as condições a serem reunidas para obter uma medida suficientemente exata:

a) Posição correta do termômetro na massa cozida.

b) Dispositivo correto para a medição da temperatura de vapor correspondente.

Por causa da pressão hidrostática, a temperatura da massa cozida, em qualquer ponto situado abaixo de sua superfície, pode ser muito maior do que na superfície: porém é a temperatura na superfície que fornece o ponto de ebulição correspondente ao vácuo sob o qual se trabalha. Portanto, Smith instalou o termômetro no tubo central, porque a temperatura da massa cozida descendente é a mesma que na superfície, sendo que o superaquecimento provocado pela pressão hidrostática foi aliviado pela vaporização.

O melhor modo para determinar a temperatura do vapor consiste na medição da temperatura de ebulição da água, numa pequena caixa ligada ao cozedor e que envia seu vapor ao espaço-vapor do cozedor.

Na prática constata-se que o termômetro colocado no tubo central não fornece uma medida exata da temperatura da massa cozida em ebulição na superfície. Como a circulação da massa cozida não segue o traçado ideal indi-

cado na fig. 34.9, o superaquecimento originado pela pressão hidrostática não é completamente anulado na superfície e a temperatura da massa cozida descendente ainda é mais elevada que aquela na superfície. Disso resulta uma diferença por excesso na temperatura indicada da massa cozida. Esta diferença aumenta à medida que o nível de massa cozida sobe no cozedor. Conseqüentemente, para manter uma supersaturação uniforme, convém aceitar a EPE observada no instrumento, levemente crescente com o nível da massa cozida no cozedor. No caso do controle automático, utiliza-se uma curva que proporciona uma elevação aparente do ponto de ebulição, crescente do início ao fim do cozimento.

Geralmente, nas operações comuns, não se calculam os coeficientes de supersaturação. Usa-se diretamente como base a EPE, isto é, o cozimento é conduzido de acordo com uma EPE dada.

Relações entre a Saturação, a Pureza e a EPE. — Para determinar o coeficiente de supersaturação, é preciso primeiramente estabelecer o valor da EPE para uma solução saturada com a mesma composição e à mesma temperatura. Holven (Meade, C.S.H., 9.ª ed., p. 183) demonstrou que a EPE, com saturação, aumenta com a temperatura da solução e diminui quando a pureza aumenta. O aumento da EPE com produtos de baixa pureza provém do aumento das matérias dissolvidas totais na solução saturada com pureza mais baixa em relação

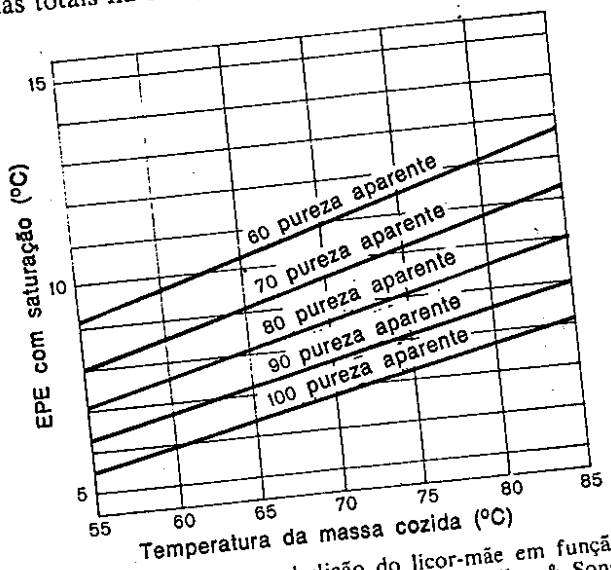


FIG. 34.21. — Elevação do ponto de ebulição do licor-mãe em função da temperatura (reproduzida com a autorização de John Wiley & Sons).

à sacarose pura nas mesmas condições. A fig. 34.21 fornece a EPE em função da temperatura como foi estabelecida por Holven. Evidentemente, estes gráficos apenas se aplicam a não-açúcares com uma composição dada e os valores reais variam, não apenas com a pureza do licor-mãe numa usina dada, mas também com a natureza dos não-açúcares presentes.

Após ter estabelecidas estas relações para a composição particular da massa cozida considerada, determina-se facilmente o coeficiente de supersaturação desta massa cozida no cozedor com a ajuda da EPE com saturação conhecida.

Influência das variações de temperatura. — Observa-se facilmente que a EPE é função da concentração das matérias dissolvidas e apenas mede a supersaturação se a temperatura e, conseqüentemente, a solubilidade, continua constante. Se a temperatura varia, a EPE não muda, mas a solubilidade será modificada e o coeficiente de supersaturação mudará. Conseqüentemente, se a EPE deve fornecer uma medida exata da supersaturação, a pressão absoluta no cozedor, portanto, o vácuo, deve continuar constante. O controle automático do vácuo é, por isso, essencial para que o uso do método por EPE forneça resultados satisfatórios.

Instrumentos. — Nas instalações recentes, empregam-se geralmente termômetros com resistência, considerados os melhores para o registro contínuo. Portanto, os instrumentos são do tipo com ponte de Wheatstone; registram a diferença de temperatura em função das resistências dos elementos termométr cos. Os instrumentos utilizados podem ser indicadores, registradores ou reguladores. A alimentação com xarope ou com méis é controlada à mão ou automaticamente, para manter a EPE estabelecida.

B. Instrumentos baseados na condutibilidade

A medição da condutibilidade é provalmente o método mais utilizado, desde seu aperfeiçoamento em Java, em 1927, por Honig e Alewijn (PST, Vol. II, pp. 250-276). Tomaram a viscosidade como índice da supersaturação e escolheram a condutibilidade elétrica como sendo a medida mais cômoda da viscosidade.

Assim como no método com a EPE, a posição dos elétrodos no cozedor é importante. Geralmente, são colocados sob a calandra ou no tubo central, para obter uma amostra correspondendo aproximadamente à sua temperatura e à sua concentração na superfície, após liberação do superaquecimento. Os elétrodos devem estar colocados a uma distância conveniente da parede do cozedor e de todos os objetos metálicos, como serpentina ou calandra, para evitar que a corrente encontre por meio do metal um circuito mais curto que através da massa cozida. As dimensões dos elétrodos foram padronizadas; em Queensland, por exemplo, usam-se elétrodos cilíndricos com 16 mm de diâmetro e 45 mm de comprimento, com espaços de 75 mm de um centro ao outro. São montados de tal modo que possam ser retirados facilmente: isto é importante, porque sua limpeza freqüente é indispensável, quando se deseja manter a comparabilidade das leituras.

Assim como para o método com a EPE, geralmente não se calcula o coeficente de supersaturação. Toma-se como base a condutibilidade, freqüentemente expressa sob a forma de corrente (em mA) com voltagem padrão. A determinação dos valores reais exige um aferimento prévio para cada tipo de massa cozida e para as diversas composições constatadas de não-açúcares.

Relações entre a Supersaturação, a Viscosidade e a Condutibilidade. — É possível resumir a relação entre supersaturação e condutibilidade indicando que a viscosidade dum mel varia de modo bastante paralelo ao da supersaturação,

quando a concentração ou a temperatura varia, no intervalo correspondente às operações normais do cozimento. Como a resistência é, praticamente, proporcional à viscosidade, a resistência acompanha de perto, por sua vez, o coeficiente de supersaturação; com outras palavras, a condutibilidade varia na proporção inversa do coeficiente de supersaturação. Assim, observa-se que a condutibilidade felizmente fornece uma boa indicação da supersaturação, mesmo quando há pequenas variações na temperatura. Deste modo, o método pela condutibilidade, ao contrário do que ocorre com o método pela EPE, não é muito influenciado por pequenas variações do vácuo.

A leitura da condutibilidade da massa cozida é influenciada pela presença dos cristais, porque o cristal não é condutor. O volume ocupado pelos cristais origina uma diminuição no volume de matéria condutora entre os elétrodos. Assim, com o volume dos cristais aumentando de acordo com o cozimento, uma leitura de condutibilidade constante corresponde a um coeficiente de supersaturação decrescente. Porém, por outro lado, a pureza decrescente do licor-mãe corresponde a uma concentração mais forte em eletrólitos e, conseqüentemente, exerce um certo efeito compensador sobre a condutibilidade.

Instrumentos. — É possível medir a condutibilidade de maneira muito simples, por exemplo ligando aos elétrodos um gerador de corrente alternada (sob 30 V para as massas cozidas normais de usina) e lendo a corrente por meio dum miliamperímetro. Sob a condição de que a voltagem continue fixa, obtêm-se medições corretas. A freqüência de 50 ciclos é satisfatória, se bem que freqüências mais altas sejam preferíveis. O cuitômetro inglês (fig. 34.22) é um aperfeiçoamento, com estabilização da voltagem e escolha entre várias voltagens, para adaptá-lo às várias massas cozidas. Instrumentos mais complicados, como o Kent Multelec, empregam uma ponte de Wheatstone e um potenciômetro registrador e fornecem antes uma medição da resistência que da condutibilidade. São muito utilizados para o controle automático da alimentação com xarope ou mel, sendo o controle baseado numa condutibilidade (ou numa resistência) preestabelecida. Delso (23.º C. QSSCT, p. 133) aperfei-

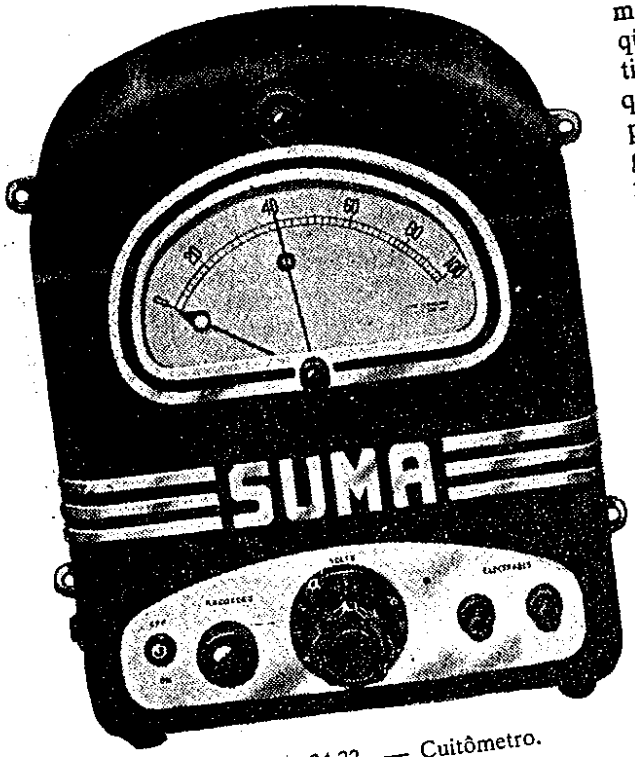


FIG. 34.22. — Cuitômetro.

çoou um controlador de cozimento eficiente, que é uma simples modificação deste instrumento básico, fornecendo uma leitura em miliampères para uma voltagem dada: com um dimensionamento conveniente dos tubos e dos registros de alimentação, este instrumento fornece um controle satisfatório pela simples ação de abertura e fechamento.

Ditmar Jansse (PST, Vol. II, p. 316) concebeu um instrumento baseado na transmissão do calor como índice da supersaturação. Como a transmissão de calor depende muito da viscosidade da massa cozida, este instrumento utiliza indiretamente a viscosidade como medida da supersaturação.

O índice de refração, medido por um refratômetro especial instalado no cozedor, foi um dos primeiros fatores utilizados para medir a supersaturação e recentemente foi novamente utilizado de modo limitado. Como o índice de refração mede a concentração, indica a supersaturação apenas quando a temperatura é mantida constante: sob este ponto de vista, este processo relaciona-se ao método pela EPE.

A utilização de instrumentos indicando a supersaturação forneceu uma base científica ao controle do cozimento, substituindo a arte mais ou menos misteriosa do cozinhador. Este controle científico levou a uma grande melhora da qualidade do açúcar e, principalmente, da regularidade dos cristais; originou uma melhora da capacidade prática dos cozedores e das turbinas e um aumento notável da recuperação. Sem estes instrumentos não teria sido possível alcançar os atuais níveis elevados de eficiência.

TAMANHO DO CRISTAL

É preciso estabelecer o tamanho do cristal na razão inversa da viscosidade do licor-mãe. Com efeito, o crescimento do cristal faz-se pela fixação do açúcar em dissolução sobre a superfície do cristal. Ora:

a) Quanto menor o cristal, maior a superfície total dos cristais.

b) Quanto menor o cristal, menor a distância média a ser percorrida por uma molécula qualquer para alcançar a superfície do cristal mais próximo. E, quanto mais viscosa a massa cozida, mais dificilmente cada molécula passará na proximidade imediata dum cristal. Por isso, é preciso aumentar a superfície de cristalização e diminuir a distância média do percurso.

Por isso, a massa cozida *C* deve ser feita com os menores cristais possíveis, compatíveis com as possibilidades de turbinagem. No Havaí, obtêm-se cristais *C* com um tamanho de 0,2 a 0,3 mm. Geralmente, são de 0,3 mm, ou então de 0,25 a 0,35 mm, não se devendo ultrapassar 0,35 mm.

Para as massas cozidas *A* e *B*, o tamanho do cristal não é tão importante. Para *B*, geralmente fica em volta de 0,6 mm e para *A*, entre 0,8 e 1 mm.

BRIX

Na ausência de cristal falso, a pureza do licor-mãe varia na razão inversa do Brix da massa cozida. Thieme (RAM, 1932, p. 67) encontrou, por exemplo, as variações correlativas seguintes:

QUADRO 34.15

Variação da pureza do melaço em função do Brix da massa cozida

Briz da última massa cozida	*Pureza do licor-mãe esgotado*
97	44
98	42
99	40
100	38

É preciso concentrar o mais possível as massas cozidas e, especialmente, a última massa cozida. Pode-se alcançar facilmente 96°, às vezes 98° e mesmo 101°.

Entretanto, não se obtém a concentração quando o cozedor já está cheio ou quase cheio. Um bom cozinhador deve trabalhar com Brix máximo e supersaturação alta (o cuitômetro e os instrumentos indicadores permitem-lhe fazê-lo sem perigo), e não esperar que o cozedor esteja cheio para concentrar a massa cozida: deve conduzir o cozimento para que a concentração acompanhe o enchimento e para que o Brix tenha o valor desejado no momento em que o nível da massa cozida alcança a metade do visor superior.

Os Brix normalmente obtidos são:

	Brix densimétrico (diluição 1 a 5)	*Brix refratométrico*
Massa cozida *A*	92 a 96	89 a 93
„ „ *B*	94 „ 97	90 „ 94
„ „ *C*	97 „ 101	93 „ 97

VÁCUO

A caramelização, a inversão e a coloração são mais pronunciadas quando a temperatura está mais elevada. Conseqüentemente, na fabricação de açúcar branco, quanto mais branco se deseja obter o açúcar, mais baixa deve ser a pressão do vapor de aquecimento utilizado e mais alto o vácuo mantido no aquecedor.

O vácuo é o fator que mais influencia a temperatura da massa cozida no cozedor. Ditmar Jansse (ISJ, 1955, p. 205) estima que as temperaturas mais favoráveis aos cozimentos *A* e *B* ficam entre 65 e 75°C; a coloração e as reações indesejáveis de decomposição são mínimas neste caso e o índice de cristalização é satisfatório. Para as massas cozidas *C* é preferível ficar nas proximidades do limite baixo (65°C).

SUPERFICIE DO CRISTAL

A superfície do cristal é dada em função do comprimento do cristal, medido no microscópio, pela fórmula (SRIM, Techn. Rep. n.° 63, p. 9):

$$s = \frac{0{,}00421}{l} \qquad (34.55)$$

s = superfície do cristal, em m² por grama;

l = comprimento do cristal, em milímetros.

Esta fórmula permite imaginar a superfície de cristalização num momento dado do cozimento, em função da dimensão do cristal.

INDICE DE CRISTAIS DA MASSA COZIDA

A fluidez ou, inversamente, a consistência duma massa cozida concentrada depende principalmente de seu índice de cristais. Este índice é calculado em peso, seja % de massa cozida ou % de Brix; neste último caso convém precisar a informação, especificando: "% de Brix", porque estes dois valores são muito próximos, já que o Brix é vizinho a 100.

Gillett e Kenda (ISJ, 1950, p. 368) estimam que a concentração não influencia a fluidez, enquanto a proporção de cristais não alcança em peso 43% de Brix e acreditam que, para a maioria das usinas do Havaí, a concentração ótima das massas cozidas *C* deve ser encontrada entre 45 e 48% de Brix. Consideram que um afastamento de 1% deste ótimo, cuja determinação se supõe exata (por exemplo, 47%), leva a um aumento de 1,3° a 1,4° da pureza do melaço.

Honig (TSJ, setembro 1952, p. 17) considera que o índice de cristais % da massa cozida fica mais freqüentemente nas proximidades de 30 a 36%, nas massas cozidas *C*, no momento da descarga. Este índice aumenta, evidentemente, durante a cristalização e alcança 40 a 45% no final. Payne (PST, Vol. II, p. 499) acredita que uma boa relação corresponde a 35 a 40% e que 45% é o máximo, ficando a viscosidade absolutamente proibitiva acima deste índice.

Na Austrália e para os cozimentos *A*, mantém-se o teor em cristais próximo a 35 a 40% durante o cozimento, elevando-o repentinamente a bem próximo de 50% antes de descarregá-lo. Estima-se que, durante o cozimento, um teor de 50% é excessivo e leva a cristal falso (28.° C. QSSCT, p. 204). Estima-se 30 a 35% como cozimento não concentrado, 40 a 50% como cozimento concentrado.

Kelly (ISJ, 1957, p. 93) demonstrou que a viscosidade (a consistência) aumenta subitamente quando o índice dos cristais alcança 44%, valor que impede a movimentação independente dos cristais, e que, com 48%, a massa cozida perde toda fluidez. Portanto, é preciso reter o valor prático: 40 a 45%.

Bauserman (S. y A., abril 1964, p. 58) lembra que o volume dos espaços entre cristais de açúcar acumulados representa cerca de 75% do volume dos cristais. Acredita que uma massa cozida com 46% de *volume* de cristais ainda possui uma consistência que pode ser manejada. Portanto, a massa cozida teria:

$$\begin{array}{lll} \text{Volume dos cristais} & & 46\% \\ \text{Volume dos espaços entre cristais} & = 46 \times 0{,}75 = & 34\ ,, \\ \text{Volume aparente dos cristais} & & 80\% \\ \text{Retração na turbinagem} & = 100 - 80 = & 20\ ,, \end{array}$$

A experiência demonstra, segundo Bauserman, que uma massa cozida ótima possui uma retração de 20% na turbinagem, ou ainda medida com um aparelho Gillett de laboratório, muito útil para o controle dos cozimentos. Portanto, aconselha uma massa cozida com 46% de volume antes da turbinagem.

Em Maurício, Lamusse e Wiehe (XI C. ISSCT, p. 887) calculam os índices em cristais % de Brix em cerca de:

	Na descarga	*Após cristalização*
Massa cozida *A*	40 a 60%, em média 48%	45 a 65%, em média 56%
„ „ *B*	30 „ 45 „ , „ „ 36 „	35 „ 50 „ , „ „ 42 „
„ „ *C*	25 „ 40 „ , „ „ 32 „	30 „ 45 „ , „ „ 37 „

ou seja, cerca de 116 após cristalização para 100 na descarga.

Cálculo do índice de cristais da massa cozida. — O índice de cristais é facilmente determinado no laboratório. Também pode ser calculado da maneira seguinte. Seja:

B_m = peso de matérias secas % de m.c.

B_e = peso de matérias secas % do licor-mãe

S_m = peso de açúcar % de m.c.

S_e = peso de açúcar % do licor-mãe

P_m = pureza da m.c. $= \dfrac{S_m}{B_m} \times 100$

P_e = pureza do licor-mãe $= \dfrac{S_e}{B_e} \times 100$

x = % de cristais da m.c.

P_s = pureza do açúcar.

Tem-se (cf. p. 856):

$$\frac{x}{S_m} = \frac{P_s(P_m - P_e)}{P_m(P_s - P_e)}$$

donde:

$$x = P_s \cdot \frac{B_m}{100} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{34.56}$$

Supondo que os cristais são sacarose pura ($P_s = 100$) e procurando o índice de cristais, não mais em % de massa cozida, mas em % de Brix, ou seja, x_0, obter-se-á:

$$x_0 = \frac{x}{B_m} = \frac{P_m - P_e}{100 - P_e} \tag{34.57}$$

o que poderia ter sido calculado ainda mais rapidamente estabelecendo que a pureza da massa cozida é igual à sacarose do mel mais a sacarose dos cristais divididos pelas matérias secas totais:

$$P_m = \frac{P_e + x_0}{100 + x_0} \quad \text{donde:} \quad x_0 = \frac{P_m - P_e}{100 - P_e}.$$

PERDAS POR INVERSÃO

Experiências de King e Jison (ISJ, 1933, p. 158) demonstraram que as perdas por inversão são muito pequenas a temperaturas de 50 a 60°C, tornam-se perceptíveis a 70°C e consideráveis a partir de 80°C. Estas experiências foram efetuadas com mel *A* de uma pureza aparente de 54 e *p*H 6,0.

LIMPEZA DOS COZEDORES

Os cozedores ficam muito menos incrustados que os aparelhos de evaporação. Muitas usinas não limpam os cozedores durante toda uma safra. Entretanto, em certos países existe o excelente costume de mantê-los bem limpos, fazendo ferver água durante 15 minutos no meio e no fim da semana (PST, Vol. III, p. 186).

UTILIZAÇÃO DO AÇÚCAR C

O açúcar obtido nas turbinas que trabalham com massa cozida *C* é, geralmente, escuro, pastoso e impregnado de melaço, já que o último cozimento não é lavado. Neste estado não pode ser comercializado; há então escolha entre duas soluções:

1.ª Solução. — *Refundição.* — Em primeiro lugar, é possível refundi-lo, enviando caldo clarificado quente ao malaxador, que recebe este açúcar debaixo das turbinas. Depois é rebombeado com a bomba de magma e enviado a um tanque com agitador, situado perto do tanque de alimentação do múltiplo-efeito, onde é refundido com caldo clarificado quente. A seguir entra novamente na fabricação, entre o clarificador e o múltiplo-efeito.

São os seguintes os inconvenientes desta solução:

a) Sobrecarrega toda a concentração, fazendo recircular sob forma dissolvida açúcar que já tinha sido cristalizado.

b) Aumenta o Brix e, às vezes, diminui a pureza do caldo clarificado que entra na evaporação, em prejuízo do coeficiente de transmissão médio dos corpos.

Por outro lado, apresenta a vantagem de se obter um açúcar final com melhor filtrabilidade.

2.ª Solução. — *Utilização como pé-de-cozimento.* — A melhor solução é a preconizada por Spencer (Sp. and M., 8.ª ed., pp. 206-208) e desenvolvida por Solano e Villalobos num excelente artigo, cuja leitura aconselhamos (FAS, agosto 1948, p. 32). Consiste na utilização de açúcar C como semente em pé-de-cozimento dos cozimentos *A* e *B*. Opera-se da seguinte maneira: o açúcar C é transformado em magma no malaxador instalado sob as turbinas *C*, por meio de xarope, caldo clarificado e até água. O magma assim obtido é bombeado a uma sementeira, preferivelmente sob vácuo, situada no andar dos cozedores e que serve para estocá-lo, ao mesmo tempo homogeneizando-o. Os pés-de-cozimentos *A* e *B* são, então, aspirados desta sementeira.

Esta solução apresenta várias vantagens:

a) Não sobrecarrega a concentração, porque o açúcar C, uma vez cristalizado, não é mais refundido. Isto aumenta a capacidade do múltiplo-efeito, dos cozimentos *A* e *B*, dos cristalizadores e das turbinas *A* e *B*.

b) O açúcar C, formado por cristais pequenos, constitui uma excelente semente para as massas cozidas *A* e *B*.

c) Os cozinhadores de açúcar A e B são liberados da operação difícil da granagem. O perigo de produção de cristal falso ou cristais heterogêneos é menor. Podem iniciar o trabalho com uma boa semente, relativamente homogênea, permitindo um trabalho melhor nos cozimentos *A* e *B*.

d) Os cozimentos *A* e *B* são executados mais rapidamente, porque se iniciam após a fase da granagem e com cristais maiores. Isto aumenta a capacidade dos cozedores *A* e *B*.

Neste caso, os cozimentos *C* devem ser executados com mais cuidado. Devem ser cristalizados com semente e deve-se procurar obter um açúcar C bem homogêneo e regular.

Entretanto, este método, ou "método do magma simples", apresenta o inconveniente de produzir um açúcar comercial mais difícil de ser refinado, porque o cristal *C* sempre contém impurezas, que ficam presas no núcleo dos cristais do açúcar comercial fabricado.

O MAGMA

A pureza do magma deve ser fiscalizada: estando baixa demais, com cerca de 80, provoca um retorno de melaço prejudicial. Ao contrário, se é obtida em prejuízo da recuperação do açúcar C durante a turbinagem, é alta demais. Um bom compromisso fica geralmente nas proximidades de 85, quando se efetua a turbinagem simples e, com turbinagem dupla, a cerca de 88.

Aliás, magma com pureza muito elevada não deve ser motivo de preocupação; se esta pureza é obtida sem lavagem e se a massa cozida *C* foi bem evaporada, produzindo um açúcar C com pureza maior e, portanto, um magma *C* também com pureza maior, isto é altamente satisfatório. Quando as circunstâncias são favoráveis (baixa viscosidade, cristal regular), é possível alcançar e ultrapassar 90 de pureza para o magma *C*. Na Austrália (31.º C. QSSCT, 1964, p. 234), D. M. Stevenson considera que a maior pureza obtenível na prática é de 92-93 (Pol/Brix refratométrico) e assinala que uma alta pureza de magma influencia favoravelmente a qualidade do açúcar (diminuição das cinzas) e sua filtrabilidade.

Quando o magma é produzido com água, deve-se calcular uma proporção média de 10 de água e 90 de açúcar C % de magma.

Proporção de cristais no magma. — Na formação do magma convém utilizar a quantidade de xarope necessária para que possa ser manipulado e bombeado, mas não mais que isso. Isto pode ser muito bem julgado pela aparência, observando a consistência do magma. Para os cálculos é possível basear-se aproximadamente em metade de xarope e melaço e metade de cristais. Em outras

palavras, deve-se procurar reconstituir a massa cozida que acaba de ser turbinada, substituindo o melaço pelo xarope; porém, deve-se ter o cuidado de empregar a menor quantidade de xarope necessária para permitir o funcionamento da bomba de magma. É aconselhável utilizar um sistema automático de dosagem do xarope ou do mel (MSIRI, Ann. Rep. 1963, p. 131).

Hessey e Manning (QSSCT, 1949, p. 87) e Jensen (31.º C. QSSCT, 1964, p. 242) fizeram as seguintes observações interessantes sobre a composição do magma e do açúcar C. Nas condições australianas examinadas, a proporção de melaço era relacionada à pureza do açúcar C da seguinte maneira:

QUADRO 34.16

Melaço recirculado em função da pureza do açúcar C

Pureza do açúcar C	*Cristais % de açúcar*	*Melaço % de açúcar*	*Melaço % de cristais*	*Melaço recirculado % de m. c. com 45% de cristais*
80,1	66,3	33,7	50,9	0,45 × 50,9 = 22,9
88,1	82,5	17,5	21,2	0,45 × 21,2 = 9,5
92,2	90,3	9,7	10,7	0,45 × 10,7 = 4,8

Interpolando estes valores e observando que a massa cozida com 45% de cristais evidentemente contém 55% de melaço e que, para uma mesma massa cozida e um mesmo melaço, a quantidade de melaço eliminada deve ser a mesma, obtém-se o quadro seguinte:

QUADRO 34.17

Melaço recirculado em função da pureza do açúcar C

Pureza do açúcar C	*Cristais % de açúcar*	*Melaço % de açúcar*	*Melaço % de cristais*	*Melaço recirculado % de m.c. com 45% de cristais*	*Melaço eliminado % de m. c.*	*Quantidade relativa de m. c. C produzida*
80	66,1	33,9	51,3	23,1	55 — 23,1 = 21,9	188
85	76,4	23,6	30,9	13,9	55 — 13,9 = 41,1	100
90	86,2	13,8	16	7,2	55 — 7,2 = 47,8	86
92	90	10	11,1	5	55 — 5 = 50	82

Este quadro mostra a influência da pureza do açúcar C (no caso do magma ser produzido com água) ou do magma (quando é produzido com caldo, xarope ou mel) sobre o volume dos cozimentos C. Igualmente, mostra a importância de não permitir que a pureza do magma diminua a menos de 85.

Processo com o magma duplo

O método de esgotamento descrito antes foi preconizado por Spencer e é denominado Processo com o Magma Simples: o cristal C, transformado nova-

mente em magma, serve como pé nos cozimentos *A* e *B*, cuja turbinagem fornece o açúcar comercial, mistura de açúcares A e B.

Esta idéia pode ainda ser levada adiante utilizando o Processo com o Magma Duplo, que se desenvolveu de modo lógico a partir do magma simples e que foi oficializado por L. L. Carsolio (IX C. ISSCT, Vol. II, p. 336). Consiste na formação dum magma *C*, transformando em magma o açúcar C, com mel, xarope, caldo clarificado ou água, e em utilizá-lo como pé para os cozimentos *B*; e da mesma maneira, na formação dum magma *B*, transformando em magma o açúcar B, com xarope, caldo ou água, e em utilizá-lo como pé para os cozimentos *A*. Assim, obtém-se apenas açúcar A como açúcar comercial. As vantagens são:

a) Um açúcar mais bonito, porque provém apenas de cozimentos *A*.

b) Uma recirculação mínima dos méis. Esta é a grande vantagem deste sistema: as viscosidades da massa cozida são mínimas, os cozimentos mais fáceis, influenciando favoravelmente a recuperação.

c) Redução das granagens a um mínimo. Apenas os cozimentos *C* são cristalizados com semente (vantagem em comum com o processo do magma simples).

d) Também há economia de vapor. Como não há recirculação, os mesmos méis não são cozidos e aquecidos duas vezes.

e) Evidentemente, há mais massa cozida *A* e há necessidade de um pouco mais de capacidade em cozedores, cristalizadores e turbinas *A*, mas a diferença é pequena, porque os cozimentos aumentam melhor e mais rapidamente e são mais facilmente turbinados. Deste modo, ganha-se capacidade nos cozedores, cristalizadores e turbinas *B*. É possível calcular:

125 a 150 litros de massa cozida *A* por TC
50 „ 60 „ „ „ „ *B* „ „
30 „ 40 „ „ „ „ *C* „ „

Geralmente, há um excesso de açúcar C e de açúcar B. É possível refundir o excedente de C ou utilizá-lo para uma parte dos cozimentos *A*. Separam-se as turbinas *B* para guardar apenas a quantidade de açúcar necessária aos pés-de-cozimento *A*, a ser transformada em magma sob uma parte das turbinas *B*, e para descarregar as outras turbinas *B* para o transportador oscilante (Kreiss), a fim de misturar com o açúcar A, comercial. A primeira parte destas turbinas *B* não recebe nenhuma lavagem; a segunda parte pode ser lavada.

Esta combinação possibilita uma solução econômica e prática do processo de esgotamento.

Cozimentos A e B. — No método com magma simples, os açúcares A e B são geralmente fabricados para a comercialização. A estes açúcares comerciais procura-se dar um cristal médio de 0,7 a 1 mm. Para conseguir um cristal deste tamanho, a partir de pés formados com açúcar C de 0,35 mm, por exemplo, o volume final de massa cozida deve ser aproximadamente 9 vezes o volume do magma de açúcar C que serve de pé:

$$0{,}35\sqrt[3]{9} = 0{,}35 \times 2{,}08 = 0{,}73 \text{ mm.}$$

Para obter isto, pode-se utilizar o seguinte método simples. Supõe-se um cozedor *A* ou *B* com 300 hl, com volume de granagem de 100 hl:

a) Tomar no cristalizador de magma de açúcar C (cf. p. 738: Utilização do açúcar C, 2.ª solução) um pé-de-cozimento com 100 hl.

b) Aumentar este pé até 300 hl, com xarope.

c) Transferir 200 hl da massa cozida obtida para um cristalizador para sementeira de pés-de-cozimento *A* ou *B*.

d) Com os 100 hl restantes no cozedor, aumentar um cozimento *A* ou *B*.

e) Utilizar em seguida, da mesma maneira, os dois outros pés de 100 hl enviados ao cristalizador para sementeira, no cozedor *A* ou *B* em questão, ou num outro.

f) Havendo magma *C* em excesso, este é refundido e enviado aos tanques de xarope. Se, pelo contrário, não houver magma *C* suficiente, diminui-se o tamanho inicial do cristal *C* e aumenta-se a quantidade transferida ao cristalizador para sementeira.

GRANAGEM COM MEL

Foi visto (p. 724: A — Concentração) que a granagem podia ser obtida com xarope ou com uma mistura de xarope e mel. Foi Webre (PST, Vol. II, pp. 144, 293, 298) quem introduziu este último método, consistindo na granagem com uma mistura de xarope e de mel dosada de maneira a obter uma pureza de cerca de 70 a 74. Honig e Alewijn (*idem*, p. 349) indicam 72 a 78. Em Queensland,trabalha-se com uma mistura de 4 de mel *A* para 1 de xarope, o que, nesse país, corresponde a uma pureza de 70 a 75. O cristal obtido é mais regular, porque os conglomerados não se formam, com estas purezas, e a queda de pureza,final é maior, tendo em vista que se parte de um pé com pureza mais baixa.

ALIMENTAÇÃO DO COZEDOR. DISTRIBUIÇÃO DO XAROPE

Antigamente, o xarope chegava ao cozedor por um tubo entrando abruptamente no centro do fundo. O xarope, com uma densidade de cerca de 1,30 e chegando a uma massa cozida com uma densidade de cerca de 1,47, apresentava a tendência de subir em grandes bolhas à superfície, onde se espalhava, misturando-se difícil e lentamente com a massa. Para evitar este inconveniente, os cozedores modernos possuem um distribuidor em forma de estrela ou um tubo que se divide em várias saídas ou pequenas ramificações radiais.

TANQUES DE XAROPES E MÉIS

Na saída das turbinas, o melaço é enviado diretamente à destilaria. Por outro lado, os méis *A* e *B* devem ser recolhidos, borbotados, a espuma deve ser eliminada e devem ser armazenados em tanques de espera, enquanto não são utilizados nos cozimentos *B* e *C*.

Da mesma forma, é preciso conservar uma certa quantidade de xarope entre a evaporação e os cozimentos.

Seguem as capacidades aconselhadas por Salinas, em Cuba (ISJ, 1940, p. 330), e as capacidades médias registradas em Porto Rico (TSJ, outubro 1950, p. 53):

	Cuba	*Porto Rico*
Para os tanques de xarope	800	600 l/TCH
" " " " méis *A* e *B*	1 000	1 200 "

TRATAMENTO DOS MÉIS

Os tanques dos méis *A* e *B* devem possuir:

a) Uma serpentina para ar comprimido ou, preferivelmente, um agitador com hélice.

b) Uma serpentina para vapor ou qualquer outro tipo de aquecimento.

Isto permite:

a) Diluir estes méis com água quente, que será preferivelmente a água de retorno dos últimos corpos do múltiplo-efeito.

b) Dissolver desta forma completamente os cristais que poderiam estar no mel e produzir cristais de tamanho diferente no cozedor.

c) Misturar cuidadosamente, homogeneizar e regular a massa diluída a um Brix e uma temperatura bastante constantes, o que facilita e melhora o cozimento.

Para estes méis adota-se um Brix de cerca de 70 a 75° e uma temperatura um pouco mais elevada que a temperatura da massa cozida nos cozedores, ou seja, cerca de 75°C (o valor destes dois elementos é facilmente retido na memória: 75/75).

Nos tanques instala-se um termômetro com um mostrador visível; os tanques serão isolados, assim como as tubulações que os ligam aos cozedores.

CALOR ESPECÍFICO DOS MÉIS

No lugar da fórmula simplista (31.1), é possível obter o calor específico dos méis com um pouco mais de precisão pela fórmula de Janovsky e Archangelsky (TSJ, outubro 1951, p. 12):

$$c = 1 - [0{,}6 - 0{,}0018t + 0{,}0008(100 - P)]\frac{M}{100} \qquad (34.57)$$

c = calor específico dum mel, em kcal/kg;
t = temperatura do mel, em °C;
P = pureza real (sacarose/matérias dissolvidas) do mel;
M = matérias dissolvidas reais % do mel.

CALOR ESPECÍFICO DO AÇÚCAR CRISTALIZADO

Entre 40 e 80°C, o calor específico é praticamente de:

$$c = 0{,}283 \text{ kcal/kg}$$

(cf. p. 843).

CENTRIFUGAÇÃO DOS MÉIS B

É conveniente tratar os méis *B* em separadores centrífugos, para eliminar as matérias em suspensão. Ao mesmo tempo são liberados de certos sais minerais e produtos orgânicos. Proskowetz e Chen (XI C. ISSCT, p. 868) demonstraram que esta operação podia reduzir as cinzas % do mel *B* de cerca de 20% e melhorar, conseqüentemente, sua relação redutores/cinzas, que exerce uma influência favorável sobre a recuperação. A proporção eliminada de potássio e cal, sob forma de sulfato, é considerável. Além disso, a proporção de cinzas encerradas nos cristais do açúcar C, portanto no núcleo dos cristais de açúcar comercial, é também diminuída de cerca de 20%, permitindo uma refinação melhor (TSJ, maio 1966, p. 31).

Por outro lado, o separador centrífugo também elimina uma certa proporção de méis *B*, que é enviada ao melaço e, portanto, perdida. Porém, quando se consegue reduzir a pureza destes méis rejeitados a uma pureza inferior à do melaço, como ocorre freqüentemente, a vantagem é evidente. Caso contrário, ainda pode haver uma vantagem bastante considerável, devida somente à melhora da recuperação e ao trabalho mais fácil dos cozimentos *C*. O trabalho dos cozedores, dos cristalizadores e das turbinas *C* é aliviado de cerca de 5% (fig. 34.23).

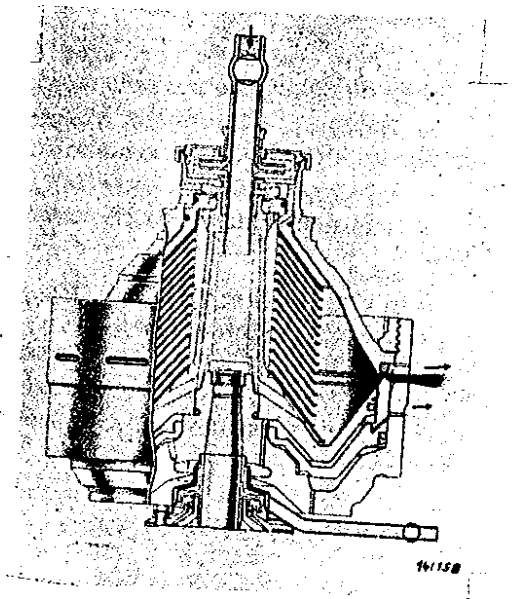


FIG. 34.23. — Separador Westfalia. Princípio.

O aumento de pureza do mel assim obtido é de cerca de 3 a 4 pontos. O efeito sobre a viscosidade é variável, porém os cozinhadores afirmam que o trabalho dos cozimentos *C* é facilitado.

O tratamento dos méis deve seguir com Brix refratométrico ou condutímetro, porque o Brix densimétrico, alterado pelas matérias em suspensão, é anormalmente alto e perde todo o significado.

O separador melhor adaptado a este trabalho é o "Westfalia", modelo SAMN 15037; este modelo "autolimpador" realmente efetua automaticamente,

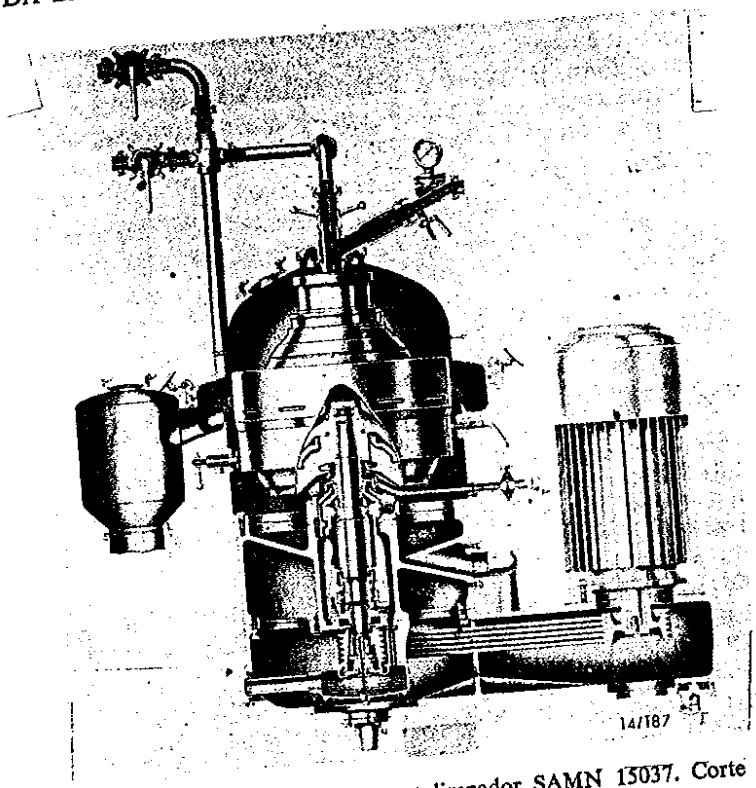


FIG. 34.24. — Separador Westfalia autolimpador SAMN 15037. Corte vertical.

FIG. 34.25. — Separador Westfalia autolimpador SAMN 15037.

em intervalos regulares, sua própria limpeza e é suficiente desmontá-lo uma vez por semana ou até por mês (fig. 34.24). Este aparelho gira a 4 500 rpm, trata (TSJ, maio 1966, p. 29) 4 a 5 000 litros/hora de méis e gasta 34 CV. Para uma usina de cerca de 100 TCH um separador é suficiente (fig. 34.25); com outras palavras, calcula-se um separador por 100 TCH.

Convém diluir os méis B a serem tratados a cerca de 65 a 70° Brix, diluição ótima para obter a melhor eliminação de sais minerais; abaixo de 65° Brix há redissolução de certos sais; acima de 70° Brix a eficiência da separação diminui rapidamente.

PROPORÇÃO DE MÉIS A SER INTRODUZIDA

Constantemente o chefe da fabricação deve resolver o seguinte problema:

PROBLEMA. — Deseja-se obter uma massa cozida com pureza P_m por meio dum pé-de-cozimento (xarope ou massa cozida) com pureza P_s e uma introdução de mel com pureza P_e. Quais são as respectivas proporções de xarope e de mel a serem utilizadas?

SOLUÇÃO. — Seja:

Q_s = o peso de xarope necessário;
Q_e = " " " mel necessário;
Q_m = " " " massa cozida obtido;
B_s = " " " matérias secas % de xarope;
B_e = " " " " " " " mel;
B_m = " " " " " " " massa cozida.

Estabelece-se que as quantidades de matérias secas (m.s.) e de açúcar contidas no xarope e no mel se encontram na massa cozida:

$$Q_s \cdot B_s + Q_e \cdot B_e = Q_m \cdot B_m$$

$$Q_s \cdot B_s \cdot P_s + Q_e \cdot B_e \cdot P_e = Q_m \cdot B_m \cdot P_m$$

Eliminando $Q_e \cdot B_e$: $\quad Q_e \cdot B_e = Q_m \cdot B_m - Q_s \cdot B_s$

tem-se:

$$Q_s \cdot B_s \cdot P_s + (Q_m \cdot B_m - Q_s \cdot B_s)P_e = Q_m \cdot B_m \cdot P_m$$

$$\frac{Q_s \cdot B_s}{Q_m \cdot B_m} = \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{34.58}$$

onde o 1.° membro representa a matéria seca do xarope % da matéria seca da massa cozida. Donde:

$$\frac{Q_s}{Q_m} = \frac{B_m}{B_s} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{34.59}$$

onde o 1.° membro representa o peso de xarope % do peso de massa cozida.

Em volume, obter-se-ia:

$$\frac{V_s}{V_m} = \frac{d_m \cdot B_m}{d_s \cdot B_s} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{34.60}$$

Igualmente, obter-se-ia:

$$\frac{V_e}{V_m} = \frac{B_m \cdot d_m}{B_e \cdot d_e} \cdot \frac{P_s - P_m}{P_s - P_e} \tag{34.61}$$

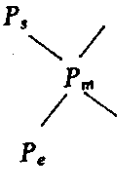
V_s = volume de xarope d_s = densidade do xarope
V_e = " " mel d_e = " " mel
V_m = " " massa cozida d_m = " da massa cozida.

As equações (34.60) e (34.61) fornecem:

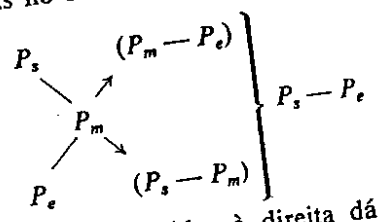
$$\frac{V_s}{V_e} = \frac{B_e \cdot d_e}{B_s \cdot d_s} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_m} \tag{34.62}$$

Observa-se que os volumes fornecidos por estas equações não correspondem ao nível a partir do qual se iniciam as introduções no cozedor, porque os produtos (xarope e mel) se concentram à medida que o cozimento prossegue. Correspondem aos volumes reais de cada produto, antes da introdução no cozedor.

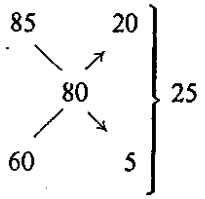
O cálculo da fórmula (34.58) pode ser efetuado muito rapidamente por meio do seguinte artifício. Desenha-se um X, dispondo os 3 dados P_s, P_e e P_m como abaixo:



e efetuam-se as diferenças no sentido das diagonais. Portanto, obtém-se:



e a adição das duas diferenças obtidas à direita dá o total $(P_s - P_e)$ das proporções procuradas, tendo em cima, em frente a P_s, a proporção $(P_m - P_e)$ de xarope e embaixo, na mesma linha em que P_e, a proporção $(P_s - P_m)$ de mel. Se, por exemplo, tivéssemos: $P_s = 85$, $P_e = 60$, $P_m = 80$, obteríamos:



ou seja, 20/25 de xarope e 5/25 de mel (em matérias secas).

CÁLCULO DA CONCENTRAÇÃO

Durante toda a concentração e, principalmente, para o cozimento e a turbinagem, é muito importante e prático comparar os cálculos a 1 de não-açúcar. Com efeito, evapora-se água e extrai-se açúcar continuamente, desde o xarope até o melaço. Portanto, não é possível basear-se em pesos, nem em Brix, nem em sacarose, nem em purezas. Pelo contrário, o não-açúcar é, teoricamente, constante e invariável durante toda a operação. O não-açúcar que entrou com o xarope deve depois ser encontrado no melaço, com exceção da pequena proporção que envolve o açúcar comercial e salvo a destruição acidental de sacarose durante a operação.

Supõe-se, por exemplo, um mel *B* com pureza 42 e um melaço com pureza 35. O rendimento de cristalização deste mel *B* durante o cozimento *C* será:

$$\rho = \frac{\dfrac{42}{100-42} \quad \dfrac{35}{100-35}}{\dfrac{42}{100-42}} = \frac{0{,}724 - 0{,}538}{0{,}724} = 0{,}257 = 25{,}7\,\%.$$

Assim, também, um esquema de processo de esgotamento será calculado com vantagem pela relação a 1 de não-açúcar. A seguir obtêm-se facilmente as quantidades reais com o auxílio da pureza, partindo do não-açúcar ao produto total = açúcar + não-açúcar + água. Tudo é simplificado.

COZEDORES COM CIRCULAÇÃO MECÂNICA

Na América do Norte, Webre promoveu e defendeu ardentemente a circulação mecânica.

Os cozedores com circulação mecânica funcionam como os outros. Entretanto, apresentam em relação a estes diferenças bastante importantes, que serão examinadas rapidamente (fig. 34.26).

a) **Velocidade de circulação.** — Webre (PST, Vol. II, p. 428) calcula seus

circuladores para uma velocidade de percurso da massa cozida nos tubos igual a 450 mm/s, o que a deixa apenas durante cerca de 3 segundos em contato com a superfície de aquecimento, reduzindo muito a temperatura máxima. Porém, na realidade, a velocidade transmitida à massa cozida está longe de alcançar este valor. Foi medida (QSSCT, 1960, p. 219) e varia de 200 mm/s, no início do cozimento, a 50 ou 100 mm/s, no final da concentração (caso da massa cozida *C*). Mesmo assim, estes últimos valores ainda são muito superiores àqueles constatados na circulação natural (cf. p. 701).

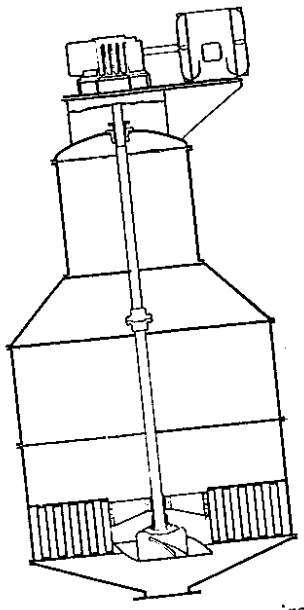


FIG. 34.26. — Cozedor com circulação mecânica (Fletcher & Stewart).

b) **Taxa de evaporação.** — Já foram indicadas (p. 703) as taxas de evaporação encontradas por Webre para os cozedores com circulação natural. Completando o quadro, lembramos estas taxas e acrescentamos aquelas encontradas pelo mesmo autor na mesma série de experiências, com a mesma massa cozida (m.c.*B*), de mesma pureza (72):

	Coeficiente de transmissão em kcal/m²/h/°C		*Taxa de evaporação kg/m²/h*		
	No início	*No final*	*No início*	*No final*	*Média*
Circulação natural	490	24	34	1,2	11
" mecânica	550	193	35	12	20

Observa-se que a circulação mecânica não traz grandes mudanças no início do cozimento, mas modifica consideravelmente o andamento da concentração. Neste caso, a taxa era, no final, 10 vezes maior para a circulação mecânica, porém, geralmente, Webre calcula apenas 6 vezes mais.

c) **Duração do cozimento.** — Conseqüentemente, a duração do cozimento é consideravelmente, reduzida. Webre calcula (PST, Vol. II, p. 428) uma redução de tempo de:

Cozimentos *A*	15-20%	portanto, duração	= 80-85%
" *B*	25-30 "	" "	= 70-75 "
" *C*	40-50 "	" "	= 50-60 "

d) **Pressão de vapor.** — Da mesma forma, pode-se utilizar mais facilmente um vapor de aquecimento de baixa pressão, vapor de sangria do 2.º corpo, por exemplo.

e) **Altura de massa cozida.** — Finalmente, é possível elevar o nível da massa cozida acima da calandra tubular a uma altura bem superior àquela considerada razoável na circulação natural. É possível alcançar 2 m, ou mesmo 2,40 m. Isto aumenta a capacidade e diminui o volume de granagem.

f) **Potência absorvida.** — A potência absorvida pelo circulador aumenta muito rapidamente com a concentração. Spengler e Horn (Zeitsch. Wirtsch. Zuckerind., 1936, t. 86, pp. 878-890) mediram a potência necessária para fazer circular a massa cozida num cozedor pequeno. Seguem (quadro 34.18) os resultados anotados, em função da temperatura e da proporção de cristais (ISJ, 1937, p. 397). Os números do quadro correspondem aos watts gastos.

QUADRO 34.18

Potência absorvida pela circulação mecânica

Cristais % de m. c.	*Temperatura*				
	30 °C	40 °C	60 °C	70 °C	80 °C
0	83,8	82,5	81,5	80,5	80
10	88,8	87	86	85	84,1
20	91	88,5	87,5	86	85
30	95	90	89	88	86,2
40	106,9	100	98,5	94,2	92,7
45	125	119	107,5	102,3	97,6
50	204	183,3	142	126	106,6
55	335	300	250	190	129,1

Para um cozedor de 250 hl, Duus (ISJ, 1941, p. 245) fornece uma potência média de 30 CV, com um máximo de 60 a 65 CV durante a concentração. Webre (ISJ, 1936, p. 463) calcula 75 a 100 CV para a potência máxima necessária a um cozedor clássico com 4,25 m de diâmetro (cerca de 400 hl).

Aproximadamente, é possível calcular:

Potência nominal a ser instalada	0,25	CV/hl de capacidade útil
„ máxima	0,20	„ „ „ „
„ média gasta	0,12	„ „ „ „

O rendimento da hélice é muito pequeno, de cerca de 7%. Na Austrália (QSSCT, 1960, p. 225), constatou-se que uma hélice com um escoamento centrífugo meio axial, meio radial fornecia um rendimento bem melhor, de cerca de 11%. Para a hélice marinha, modelo Webre, a posição que dava o melhor resultado correspondia à parte inferior do tubo central, estando 40% da espessura (isto é, da altura) da hélice no interior do tubo e 60% abaixo do espelho inferior. A circulação continua boa quando a parte da hélice situada dentro do tubo central varia de 100% (a parte inferior da hélice passando por cima do espelho) a 35% (ISJ, março 1969, p. 69).

O diâmetro externo ótimo da hélice é igual a 0,94 *D* (*D* é igual ao diâmetro interno do tubo).

Seu passo deve ser igual a 1,5 *D*. A projeção horizontal deve cobrir 4 setores de 60º quando há 4 pás, ou 2 setores de 90º para 2 pás. O ângulo de trabalho das pás é, geralmente, de cerca de 37º (TSJ, abril 1975, p. 8).

É importante que o fundo do cozedor tenha em seu centro um cone invertido, conforme é indicado nas figuras 34.4 ou 34.9. Ajuda o escoamento da massa cozida para a periferia da calandra.

A hélice pode ter o cubo central largo (fig. 34.26) ou estreito. Pode ser uma hélice marinha com 3 pás, e neste caso é bom fixar sobre a parede do tubo central 4 lâminas verticais radiais, com uma largura radial de cerca de 20% do raio do tubo central, cuja finalidade é conduzir verticalmente a descida da massa cozida, evitando a formação de turbilhões horizontais. A hélice também pode ser formada por pás fixadas num cubo cônico com um ângulo cujo ápice tenha cerca de 26º, e quase sempre na parte cônica (TSJ, abril 1975, p. 10, fig. 5).

A velocidade periférica da extremidade das pás é geralmente compreendida entre 5 e 7,5 m/s, mais freqüentemente é de cerca de 6,5 m/s para as massas cozidas com pureza muito elevada; entre 3,5 e 5 m/s para as massas de baixa pureza.

As hélices marinhas e de cubo largo gastam menos potência que as de cubo estreito.

Por causa do aumento considerável da potência à medida que a concentração se produz, é interessante ter circuladores com duas velocidades. No início do cozimento utiliza-se a velocidade alta e a partir do momento em que o nível da massa cozida alcança os 3/4 da capacidade útil, emprega-se a velocidade baixa. Assim, sem gastar uma potência excessiva, realiza-se constantemente uma circulação muito superior àquela obtida com a circulação natural, que está perto de 0 durante a concentração.

Jenkins (ISJ, 1941, p. 245) acredita ser necessário poder ir a 30% abaixo da velocidade máxima.

As duas velocidades podem ser conseguidas por motor com duas polaridades ou por variador de velocidade, porém esta última solução é onerosa.

Webre aconselha (PST, Vol. II, p. 424) parar o circulador no mesmo instante em que se interrompe o cozimento, porque a potência do motor aumenta subitamente com a interrupção da ebulição.

Velocidade do circulador. — A hélice, instalada na parte inferior do tubo central, ocupa uma grande parte de sua seção. Não desejando que prejudique a circulação mais do que a auxilia, é necessário que gire a uma certa velocidade mínima.

Webre (ISJ, outubro 1941, p. 245) adotou as seguintes velocidades para circuladores de 1,20 m nos cozedores de 3,60 m de diâmetro.

Pés-de-cozimento, massa cozida *A* e massa cozida *B*	80 rpm
Massa cozida *C* com Brix $\leqslant 97$	60 "
" " " " " > 97	50 "

Venton (ISJ, outubro 1951, p. 281) acredita que é conveniente ficar a cerca de 50 rpm, para todas as massas cozidas viscosas.

Vantagens e inconvenientes da circulação mecânica. — Resumindo e completando as vantagens já indicadas, Webre assinala as seguintes:

a) Redução do tempo do cozimento (cf. p. 749).

b) Temperatura máxima alcançada pela massa cozida consideravelmente mais baixa.

c) Cristais mais bem formados, mais bonitos e mais regulares.

d) Menor coloração do açúcar e menores riscos de perdas de açúcar por superaquecimentos locais.

e) Possibilidade de utilizar facilmente a alimentação automática, tomando o impulso na potência absorvida pelo motor: quando aumenta, a válvula de alimentação se abre, quando diminui, esta se fecha.

f) Possibilidade de alimentar o aparelho com xarope ou mel um pouco subsaturado, sem perigo de refundição.

g) Depósitos menores nos tubos, por causa do desgaste produzido pela fricção dos cristais que circulam.

h) Possibilidade de utilizar para o aquecimento um vapor com pressão mais fraca.

35

CRISTALIZAÇÃO

FINALIDADE

A massa cozida descarregada dum cozedor apresenta uma supersaturação muito pronunciada. Deixando-a em repouso, o açúcar ainda contido no licor-mãe continua a depositar-se sobre os cristais. Porém, esta massa cozida é muito densa e o licor-mãe muito viscoso. Após muito pouco tempo, se a massa cozida ficar em repouso, a cristalização interromper-se-á, porque a camada de licor-mãe envolvendo os cristais ter-se-á rapidamente esgotado e a viscosidade da massa impedirá as moléculas de açúcar mais afastadas de circular e passar na proximidade dos cristais.

Desejando aproveitar as grandes possibilidades de cristalização que a massa cozida apresenta após o cozimento, é preciso agitar esta massa, para modificar constantemente as posições relativas de todas as partículas do licor-mãe e dos cristais. Esta operação é denominada "cristalização".

Portanto, a operação da cristalização consiste na agitação da massa cozida descarregada dos cozedores durante um certo tempo, antes de passar às turbinas, e tem por finalidade completar a formação dos cristais e aumentar o esgotamento do licor-mãe.

PROPORÇÕES DE MASSAS COZIDAS

A seguir lembramos as proporções médias entre as 3 massas cozidas (cf. p. 715):

QUADRO 35.1

Sistema das 3 massas cozidas. Quantidades em litros/TC

	De acordo com Tromp (pp. 435-517)	*Nossos valores*	
		Magma simples	*Magma duplo*
M. c. *A*	85	95	125
" " *B*	45	50	50
" " *C*	40	35	35
Total	170	180	210

DENSIDADE DA MASSA COZIDA

Para a massa cozida quente, calculou-se (p. 550, quadro 33.3; p. 674, p. 688) uma densidade de 1,47. Para a massa cozida fria, entre 30 e 40°C, calcula-se geralmente 1,50.

DILUIÇÃO DA MASSA COZIDA

Quando a massa cozida apresenta dificuldades à turbinagem, às vezes é diluída com água, mel ou melaço. Esta diluição, principalmente com água, torna mais lento o esgotamento e deve ser evitada. Havendo necessidade de diluir para turbinar, é preciso fazê-lo 2 ou 3 horas antes da operação.

ESCOAMENTO DA MASSA COZIDA

A inclinação mínima para o escoamento da massa cozida quente, ao sair dos cozedores, é dada por Tromp (p. 449) como sendo de 9° (16%); porém, ele recomenda 11° (20%). Entretanto, também indica (p. 521) 5%, ou seja 3°, para a massa cozida fria, após a cristalização. Este valor corresponde a um mínimo, sendo aconselhável empregar valores superiores. Um bom valor é 12°, e deve ser adotado sempre que possível.

TEMPERATURA DE ESFRIAMENTO DA MASSA COZIDA

Na saída do cozedor, a massa cozida possui uma temperatura de cerca de 70 a 75°C. Até que ponto a temperatura deve ser esfriada, no cristalizador?

Massa cozida de baixa pureza. — Noël Deerr (p. 404) estima que a temperatura ótima de esfriamento dos produtos de baixa pureza está entre 41 e 43°C e que, abaixo desta temperatura, o licor-mãe torna-se tão viscoso que o aumento em açúcar dos cristais é compensado pela quantidade de água suplementar necessária à lavagem nas centrífugas.

Jenkins (ISJ, 1942, p. 123) estabelece-a em cerca de 38°C.

Porém, aquecendo antes de turbinar, é possível ir a menos, a 36ºC, por exemplo.

Massa cozida de alta pureza. — Para as massas cozidas com alta pureza, o limite seria mais baixo se fossem suficientemente malaxadas, pois sua viscosidade é menor. Jenkins aconselha malaxar as massas cozidas *A* e *B*, como também a *C*. Entretanto, insiste na importância dum bom trabalho dos cozedores. Assinala que a malaxagem das massas cozidas *A* e *B* se torna menos importante com os cozedores modernos, capazes de fornecer uma massa cozida com proporção máxima de cristais. De qualquer maneira, poucas usinas australianas julgaram útil efetuá-la, primeiramente por causa do perigo de solidificação da massa cozida no cristalizador e depois por causa do espaço ocupado pelo equipamento suplementar necessário. Entretanto, a operação é conveniente, principalmente com massa cozida *B*.

AQUECIMENTO DA MASSA COZIDA

Quando a massa cozida é difícil de ser turbinada, é possível aquecê-la antes da turbinagem, para diminuir sua viscosidade. Este assunto será examinado no capítulo sobre a turbinagem (p. 829).

VELOCIDADE DE CRISTALIZAÇÃO

A velocidade de cristalização em uma massa cozida em movimento é função da supersaturação, da temperatura e da superfície do cristal. Desejando manter uma velocidade constante de cristalização, é preciso modificar a temperatura em função da supersaturação, ou inversamente (cf. quadro 34.2, p. 673). Aliás, a experiência demonstrou (PST, Vol. II, p. 181) que os melhores resultados correspondem a uma cristalização com supersaturação constante do licor-mãe. Portanto, deve-se procurar mantê-la a cerca de $S = 1{,}2$.

QUEDA DE PUREZA NA CRISTALIZAÇÃO

Praeger afirma (ISJ, 1940, p. 287) ser possível obter por cristalização, no método das 3 massas cozidas, uma queda de pureza suplementar de 6 pontos, para cada tipo de massa cozida.

Na Louisiana, Daubert assinala (ISJ, 1948, p. 159) que deve ser possível obter normalmente, com uma massa cozida bem trabalhada, uma queda de pureza aparente de 27 pontos entre massa cozida *C* e melaço, ou seja:

15 a 16 pontos no cozedor
11 a 12 „ „ cristalizador

Esta última queda parece-nos muito otimista.

Na Austrália, Foster considera (ISJ, 1959, p. 84) que, deixando a massa cozida alcançar seu equilíbrio, a pureza verdadeira seria reduzida de um ponto, cada vez que a temperatura de esfriamento diminuísse de 4ºC.

SUPERSATURAÇÃO

O mesmo autor assinala que a massa cozida final pode ser descarregada do cozedor com uma supersaturação de 1,2, sem perigo de cristal falso na cristalização. Por outro lado, a mistura dum resto de massa cozida fria com massa cozida que acaba de ser descarregada do cozedor fatalmente provoca cristais falsos.

RECUPERAÇÃO DE AÇÚCAR

PROBLEMA. — Quais são as proporções de açúcar e de mel produzidas com uma massa cozida dada?

SOLUÇÃO. — Seja:

P_m = pureza da m.c.;
P_s = " do açúcar;
P_e = " do mel;

B_m = peso de matérias secas % de m.c.;
B_s = " " " " " " açúcar;
B_e = " " " " " " mel;

Q_m = peso de m.c.;
Q_s = " " açúcar produzido;
Q_e = " " mel obtido.

Por um raciocínio idêntico àquele seguido para o problema da página 746, obtém-se:

$$\frac{Q_s}{Q_m} = \frac{B_m}{B_s} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{35.1}$$

em que o primeiro membro representa o peso de açúcar % kg de massa cozida.

Como a massa cozida geralmente é calculada em volume, obtém-se:

$$Q_m = V_m \cdot d_m$$

V_m = volume de massa cozida, em m³, por exemplo;
d_m = densidade de massa cozida, em kg/m³, por exemplo (cerca de 1 500).

Donde:

$$\frac{Q_s}{V_m} = \frac{B_m \cdot d_m}{B_s} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{35.2}$$

Tem-se, aproximadamente: B_s 100, d_m = 1 500 kg/m³, o que fornece:

$$\frac{Q_s}{V_m} = 15 B_m \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \tag{35.3}$$

em que o primeiro membro representa a recuperação R de 1 m³ de massa cozida, em kg de açúcar.

EXEMPLO. — Se se admitissem os seguintes valores médios:

QUADRO 35.2

Valores médios dos elementos das massas cozidas

	B_m	P_m	P_s	P_c
M. c. *A*	95	85	99	65
" " *B*	96	72	98	50
" " *C*	98	58	95	35

ter-se-ia, teoricamente:

$$R_A = 840 \text{ kg/m}^3$$
$$R_B = 660 \text{ "}$$
$$R_C = 560 \text{ "}$$

Por causa das diluições efetuadas, estas recuperações são, na prática, de cerca de:

$$R_A = 800 \text{ kg/m}^3$$
$$R_B = 600 \text{ a } 650 \text{ "}$$
$$R_C = 500 \text{ a } 550 \text{ "}$$

Em kg de cristais % kg de massa cozida, Honig (PST, Vol. II, p. 337) e Eisner (Basic calculations, p. 8) fornecem:

QUADRO 35.3

Recuperação em kg de cristais % kg de massa cozida

	Pureza	*Honig*	*Eisner (3 m. c.)*	*Eisner (2 m. c.)*
M. c. *A*	80-90	50	51	60
" " *B*	65-80	45	47	45
" " *C*	58-65	40	38	

ESGOTAMENTO DA MASSA COZIDA

Em vez de calcular a eficiência do trabalho em kg de açúcar por unidade de volume ou de peso de massa cozida, é interessante calculá-la em peso de cristais recuperado % de sacarose na massa cozida (38.º C. SASTA, abril 1964, p. 15). Esta relação realmente apresenta a grande vantagem de ser independente da massa cozida considerada, *A*, *B* ou *C*. Este esgotamento deve ser de cerca de

60 a 65%, sendo que a turbinagem dupla fornece valores um pouco mais altos que a turbinagem simples. Os valores inferiores a 60% marcam um trabalho insatisfatório.

INSTALAÇÃO DOS CRISTALIZADORES

Em certas usinas, os cristalizadores são instalados no andar térreo. Isto é um erro que prejudica o rendimento.

Com efeito, é muito trabalhoso, especialmente para a massa cozida de terceira, obter uma massa cozida muito densa. Conseqüentemente, é sempre espessa, consistente, compacta, de difícil manuseio, principalmente quando é esfriada, após a cristalização. As bombas têm dificuldade em bombeá-la e, freqüentemente, o pessoal encarregado da alimentação das centrífugas de baixa pureza acrescenta mel, às vezes até água, para diluir a massa, facilitando o bombeamento. Isto ocasiona a perda do trabalho de concentração, conseguido com dificuldade, tornando esta perda ainda maior, porque os operários, muitas vezes, abusam da torneira de diluição.

Um paliativo são as bombas rotativas, colocadas sob a calha, com a qual estão conectadas, e munidas de tubos de aspiração curtos e largos.

Um outro paliativo é o aquecimento da massa cozida na calha de expulsão, munindo esta calha dum fundo duplo, aquecido com vapor de escape.

Porém, o único meio para resolver real e completamente o problema é executar a instalação de tal maneira que se evite qualquer retomada da massa cozida com uma bomba. Para isto é preciso colocar os cozedores no 2.º andar, acima dos cristalizadores, que ficarão conseqüentemente no 1.º andar e exatamente debaixo daqueles; os cristalizadores, por sua vez, devem estar acima do malaxador-distribuidor das turbinas, que, portanto, devem estar no andar térreo e exatamente debaixo dos cristalizadores. Esta disposição exerce uma influência favorável sobre o rendimento final.

CRISTALIZADOR COMUM

O cristalizador comum (fig. 35.1) é um simples recipiente de chapa, com seção vertical em forma de U, munido dum dispositivo agitador que permite manter a massa em movimento lento e contínuo.

Velocidade de rotação

Noël Deerr (p. 403) aconselha uma velocidade de rotação da hélice de 1 volta em 105 segundos. Tromp (p. 521) assinala 1/2 a 3/4 de rpm.

Porém, esta velocidade não tem muita importância: constatou-se, fazendo-a variar, que não exerce nenhuma influência, a partir do momento em que é diferente de zero. Os melhores valores são os mais baixos e aconselhamos 1/2 rpm.

Potência

A potência necessária para fazer girar o cristalizador depende da velocidade de rotação. Noël Deerr (p. 404) calcula cerca de 1 CV por 30 m³ de massa

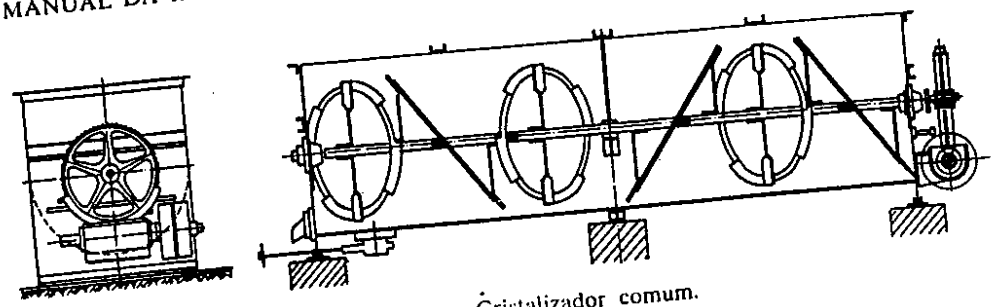


FIG. 35.1. — Cristalizador comum.

cozida, ou 0,036 CV/m³. Tromp (p. 521) calcula 1,5 a 3 CV por cristalizador, de acordo com seu volume, 125 a 500 hl, ou seja 0,06 a 0,12 CV/m³. Honig (TSJ, julho 1955, p. 43) aconselha que a potência instalada atinja 0,3 CV/m³, para poder enfrentar condições mais desfavoráveis. Na Austrália (M.S.R.I., Techn. Rep. n.º 76, p. 25), calcula-se 0,5 a 0,6 CV/m³.

Para os cristalizadores comuns, de cerca de 200 a 500 hl, e para uma velocidade de 1/2 rpm, é preciso calcular 0,30 CV/m³.

Duração da cristalização

Tromp (p. 517) calcula os seguintes tempos de cristalização:

M.c. *A*	12 horas
„ *B*	12 „
„ *C*	72 „

É costume conservar a massa cozida *A* durante pouco tempo no cristalizador, cristalizar rapidamente a massa cozida *B* e reservar o maior número possível de cristalizadores à massa cozida *C*.

É indispensável cristalizar longa e cuidadosamente a última massa cozida, porém é vantajoso fazer o mesmo com as primeiras massas cozidas. Quando há cristalizadores comuns, não é aconselhável diminuir os seguintes tempos:

12 horas de cristalização para a m.c. *A*
24 „ „ „ „ „ „ *B*
72 „ „ „ „ „ „ *C*.

Capacidade

Noël Deerr calcula uma capacidade total, da série de cristalizadores, de 5 m³ = 50 hl por TCH. Tromp, baseando-se nos tempos de cristalização citados, calcula as seguintes proporções de massa cozida:

M.c. *A*	50%	= 85 l/TC
„ *B*	28 „	= 45 „
„ *C*	22 „	= 40 „

e obtém, portanto, uma capacidade de:

$$\left(85 \times \frac{12}{24}\right) + \left(45 \times \frac{12}{24}\right) + \left(40 \times \frac{72}{24}\right) = 42{,}5 + 22{,}5 + 120$$

ou:

$$185 \text{ l/TC/24 h} = 45 \text{ hl/TCH}$$

teoricamente. Porém, tendo em conta os tempos perdidos e a margem de segurança necessária, ele finalmente indica, para Cuba e Filipinas, os seguintes valores práticos, aos quais acrescentamos aqueles relativos a outros países:

QUADRO 35.4

Capacidades dos cristalizadores comuns em hl/TCH

	Mínima	*Máxima*	*Média*
Cuba (Tromp)	50	70	
Filipinas (Tromp)			*75*
Natal (FAS, 1933, p. 256)	40	170	
Porto Rico (TSJ, 1950, p. 53)	17	58	33

Em Cuba (FAS, abril 1940, p. 31), calculava-se, mais tarde, a seguinte distribuição:

M.c. *A*	6	hl/TCH
„ *B*	9	„
„ *C*	30	„
Total	45	„

Somente para a massa cozida *C*, a mais exigente, se encontram valores muito diferentes (ISJ, 1939, p. 425):

Queensland	20	hl/TCH
Havaí	84	„

Para poder decidir entre valores tão variados, observa-se que as durações de cristalização aconselhadas acima (12, 24 e 72 horas), acrescentadas duma margem de segurança de 25%, levam a:

$$1{,}25\left[\left(95 \times \frac{12}{24}\right) + \left(50 \times \frac{24}{24}\right) + \left(35 \times \frac{72}{24}\right)\right] = \underset{A}{60} + \underset{B}{62} + \underset{C}{131} \text{ l/TC/24 h.}$$

ou seja, respectivamente:

$$14 + 15 + 32 \text{ hl/TCH.}$$

ou um total de cerca de 60 hl/TCH.

Capacidade unitária. — A capacidade unitária dos cristalizadores deve ser estabelecida em função da capacidade dos cozedores. Com efeito, não se deve misturar num mesmo cristalizador cristais de dois cozedores e descarregar uma massa cozida quente num cristalizador parcialmente ocupado com uma massa

cozida já esfriada. Escolhem-se cristalizadores cuja capacidade unitária corresponda àquela dos cozedores aos quais estão ligados, acrescentada de 15 a 20% (cristalizadores de 475 hl, por exemplo, para cozedores de 400 hl).

Também se podem utilizar dois cristalizadores para um mesmo cozedor (por exemplo, cristalizadores de 300 hl para cozedores de 500 hl).

Cálculo do esfriamento em um cristalizador comum. — Este cálculo efetua-se da mesma maneira como aquele para os aquecedores (cf. p. 505). Seja:

V = volume útil do cristalizador, em m³ de massa cozida;
d = peso específico da massa cozida, em kg/dm³ ($d \neq 1{,}5$);
c = calor específico da massa cozida, em kcal/kg/°C ($c \neq 0{,}44$);
P = peso de massa cozida no cristalizador, em kg;
S = superfície de esfriamento do cristalizador, em m²;
D = diâmetro do cristalizador, em m;
L = comprimento do cristalizador, em m;
θ = temperatura ambiente, em °C;
T_0 = temperatura inicial da massa cozida ao tempo $t = 0$, em °C;
T = temperatura da massa cozida ao tempo t, em °C;
t = tempo de cristalização, em horas;
k = coeficiente de transmissão, em kcal/m²/h/°C.

Supõe-se o cristalizador clássico, em forma de U. Sua superfície de esfriamento é igual à superfície das paredes do cristalizador mais a relativa à parte exposta da massa cozida na superfície.

Geralmente, calcula-se $k = 7$ (Spoelstra, ISJ, julho 1967, p. 195). É um coeficiente global, que leva em conta a superfície superior, favorecida pela ausência de parede, mas desfavorecida pela convecção.

Tem-se:

$$S = 2 \times \frac{\pi D^2}{8} + 2\frac{D^2}{2} + \frac{\pi D}{2} \cdot L + 2\frac{D}{2} \cdot L + DL$$

ou:

$$S = D\left[D\left(1 + \frac{\pi}{4}\right) + 2L\left(1 + \frac{\pi}{4}\right)\right] = D(D + 2L)\left(1 + \frac{\pi}{4}\right)$$

Estabelece-se:

$$\frac{L}{D} = m \qquad L = mD$$

segue-se:

$$S = D^2\left(1 + \frac{\pi}{4}\right)(1 + 2m) \tag{35.4}$$

Da mesma maneira:

$$V = \frac{\pi D^2}{8} \cdot L + \frac{D^2}{2} \cdot L = \frac{mD^3}{2}\left(1 + \frac{\pi}{4}\right) \tag{35.5}$$

Donde:

$$\frac{S}{V} = \frac{2(1+2m)}{mD}\ \mathrm{m^2/m^3} \tag{35.6}$$

A fórmula de esfriamento, similar àquela do aquecimento é:

$$\mathrm{L}\,\frac{T_0 - \theta}{T - \theta} = \frac{kS}{Pc} \cdot t \tag{35.7}$$

ou:

$$T = \theta + (T_0 - \theta)\,\mathrm{e}^{-\frac{kS}{Pc} \cdot t} \tag{35.8}$$

Porém:

$$\frac{kS}{Pc} = \frac{kS}{1\,000 V\,dc} = \frac{S}{V} \cdot \frac{k}{1\,000\,dc} = \frac{k(1+2m)}{500 mD \cdot dc}$$

Donde:

$$T = \theta + (T_0 - \theta) \cdot \mathrm{e}^{-\frac{k}{500\,dc} \cdot \frac{1+2m}{mD} \cdot t} \tag{35.9}$$

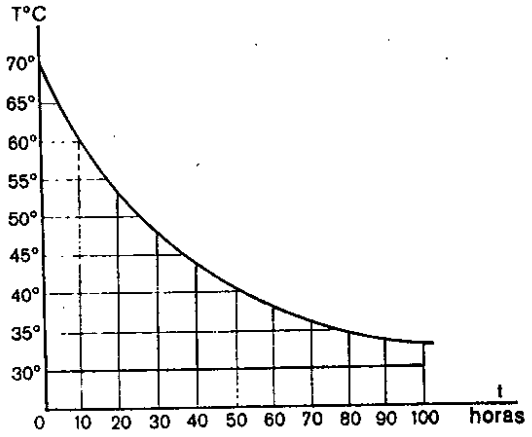


FIG. 35.2. — Curva de esfriamento da massa cozida em um cristalizador comum.

Substituindo os elementos quase constantes pelos seus valores, também se obtém:

$$T = \theta + (T_0 - \theta) \cdot \mathrm{e}^{-0{,}0212\,\frac{1+2m}{mD} \cdot t} \tag{35.10}$$

Tomando agora valores médios ou freqüentes para as outras expressões:

$$T_0 = 70\,^{\circ}C \qquad T = 30 + 40 \cdot e^{-0{,}027t} \qquad (35.11)$$

$$\theta = 30\,^{\circ}C$$

$$D = 1{,}8\ m$$

$$m = 3\,33$$

obtém-se a curva de esfriamento dada (fig. 35.2).

MODELOS DE CRISTALIZADORES

Cristalizador com hélice dupla

Estes cristalizadores difundiram-se em certos países anglo-saxões. São idênticos aos cristalizadores comuns, porém apresentam 2 eixos e 2 hélices, que se movem em sentido contrário e que são acionadas pela mesma rosca tangencial (fig. 35.3). A hélice superior apresenta uma paleta tripla e ultrapassa de 1/3 de sua altura o nível da massa cozida.

Como o cristalizador é mais estreito, em relação ao seu volume, apresenta uma superfície relativa de esfriamento maior; a hélice superior expõe ao ar películas finas da massa cozida, apressando seu esfriamento.

Contrariamente à idéia difundida até agora, constatou-se que esta agitação da massa cozida não apresenta um grande inconveniente e que o cristalizador

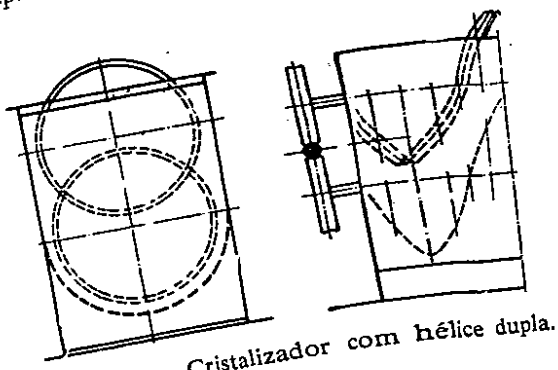


FIG. 35.3. — Cristalizador com hélice dupla.

com hélice dupla diminui o tempo de esfriamento de 50%, em comparação com aquele necessário aos cristalizadores comuns. Nas Filipinas (ISJ, 1931, p. 541), assinala-se uma redução de 2/3 do tempo. Entretanto, parece ocorrer um pequeno emulsionamento, às vezes prejudicial à turbinagem.

Tromp (p. 525) indica que 37,5 hl/TCH seriam suficientes para a última massa cozida, com este tipo de cristalizador. Supomos que esta capacidade seja dada para um trabalho equivalente ao que seria obtido com os 75 hl/TCH por ele indicados para todas as massas cozidas, para os cristalizadores comuns (cf. quadro 35.4).

Cristalizador Ragot

O cristalizador Ragot é um cristalizador comum cuja paleta da hélice foi substituída por uma serpentina percorrida por água. Evidentemente, possibilita um esfriamento mais rápido e apresenta a vantagem de poder aquecer a massa cozida antes da turbinagem, substituindo na serpentina a água fria por água quente.

Cristalizadores com circulação de água

Os cristalizadores com uma rede de tubos com circulação de água fria, colocados perpendicularmente ao eixo do cristalizador, serão apenas citados a título indicativo, porém são desaconselháveis.

Os cristalizadores modernos com circulação de água são quase todos fabricados com a alimentação de água fria e a expulsão de água quente sendo feitas através do eixo, que neste caso é composto por um tubo central pelo qual chega a água fria, circundado por um invólucro, sendo que a água quente volta pelo espaço cilíndrico existente entre o tubo de chegada de água e este invólucro. Assim, a entrada e a saída da água efetuam-se pelo mesmo lado. A superfície de intercâmbio de calor é constituída pela tubulação externa.

A forma desta superfície de intercâmbio de calor varia dum fabricante ao outro. Num sistema difundido no hemisfério americano é constituída por 2 tubos concêntricos, porém radiais. No cristalizador Fletcher-Blanchard (licença francesa Babcock Atlantique) (fig. 35.4), é formada por um tubo reto e um tubo em S, percorridos pela água durante a rotação. No cristalizador Fives-Lille (fig. 35.5) é uma espécie de paleta de hélice oca cujo lado externo favorece o movimento lateral da massa cozida e cujo lado interno é percorrido pela água; ou então são chapas ocas colocadas em espiral em volta do eixo (fig. 35.6).

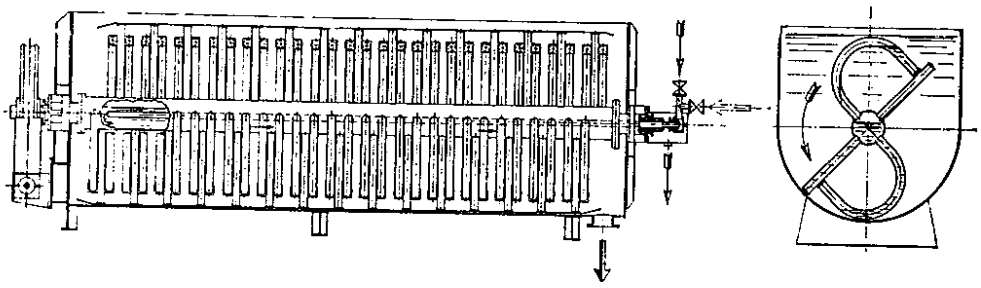


FIG. 35.4. — Cristalizador modelo Blanchard (licença Fletcher, construção Babcock Atlantique).

Todos estes cristalizadores possibilitam, sem inconveniente, o mesmo esfriamento que os cristalizadores comuns, porém num espaço de tempo bem menor, geralmente em 12 a 20 horas, ou em média 16 a 18 horas, em comparação com 2 a 3 dias. Portanto, permitem uma grande economia de espaço na usina.

O esfriamento pode ser tão rápido como se deseja, porque a cristalização leva a uma diminuição da temperatura de saturação de 2 a 4°C por hora, enquanto, geralmente, apenas se consegue esfriar de 1 a 1,5°C por hora (ISJ, 1959, p. 84).

Entretanto, é aconselhável não esfriar a massa cozida imediatamente após descarregá-la do cozedor ao cristalizador: deixa-se cristalizar durante 1 a 2 horas antes de fazer circular a água de esfriamento, para não se arriscar à formação de cristal falso.

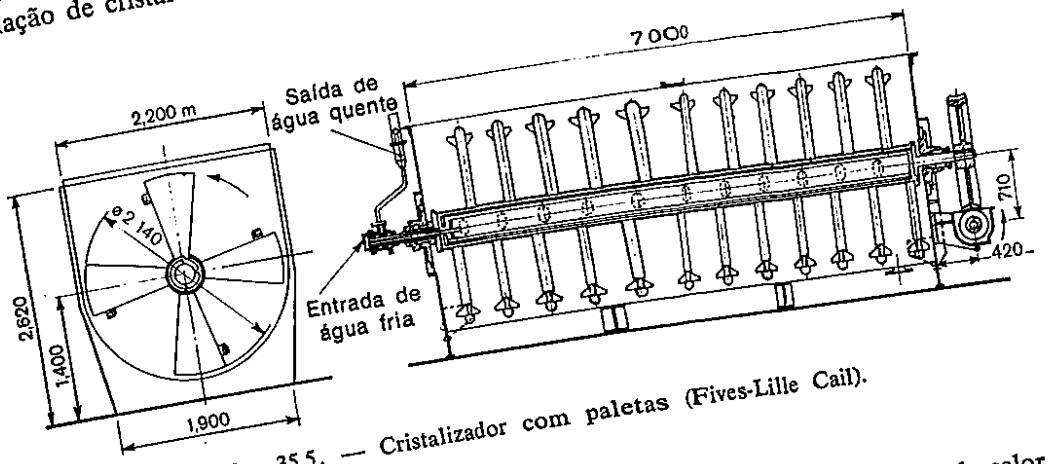


FIG. 35.5. — Cristalizador com paletas (Fives-Lille Cail).

Admite-se (TSJ, julho 1955, p. 41) que a superfície de intercâmbio de calor dum cristalizador com sistema de esfriamento deve ser de cerca de 10 a 25 m² por 100 hl de capacidade (ou seja, 1 a 2,5 m²/m³). Honig aconselha não ultrapassar 20 m² % hl.

A velocidade de rotação é geralmente de cerca de 1 a 1,5 rpm, a potência a ser instalada de cerca de 1,5 a 2 CV por 100 hl.

Capacidade. — No Havaí, calculam-se 42 hl/TCH de capacidade em cristalizadores com circulação de água, em comparação com 84 em cristalizadores comuns, para a massa cozida *C*. Baikow (S. y A., julho 1956, p. 56) calcula, para a massa cozida *C*, 22,5 hl/TCH mais 2 cristalizadores, dos quais um é preenchido e o outro esvaziado.

Na África do Sul (47.º C. SASTA, p. 96): um total de 50 hl/TCH, em cristalizadores comuns, para as massas cozidas *A* e *B*, e em cristalizadores com circulação de água, para a massa cozida *C*.

Modelos. — A seguir fornecemos (quadro 35.5) a série dos cristalizadores com esfriamento, modelo Cail, e (quadro 35.6) os elementos dos Fletcher-Blanchard e dos F.F. da Babcock Atlantique:

QUADRO 35.5 *a*

Série dos cristalizadores com esfriamento modelo Cail

Volume do cristalizador		*Superfície de esfriamento*		*Capacidade do cozedor conectado*	$\left(\frac{V'}{V} - 100\right)$ %	*Número de elementos*	*Dimensões*		
Útil V' *(hl)*	*Bruto (hl)*	*Total* S *(m²)*	$\frac{S}{V'}$ *(m²/m³)*	V *(hl)*			*Largura mm*	*Altura mm*	*Comprimento mm*
175	187,5	23,5	1,34	150	16,6	4	1 800	2 040	6 500
200	221	31	1,55	175	14,3	4	2 150	2 275	5 560
230	243	34	1,48	200	15	5	2 150	2 275	6 110
260	271	38,5	1,48	225	15,5	5	2 150	2 275	6 810
290	310	36,3	1,25	250	16	5	2 300	2 425	6 810
320	335	39	1,22	275	16,3	6	2 300	2 425	7 220
350	375	43,4	1,24	300	16,6	6	2 300	2 425	8 060
410	427	58,2	1,42	350	17	6	2 450	2 625	8 060
465	493	67,9	1,46	400	16,25	7	2 450	2 625	9 310
520	543	72,8	1,40	450	15,5	7	2 600	2 750	9 310
580	616	82,9	1,43	500	16	8	2 600	2 750	10 560

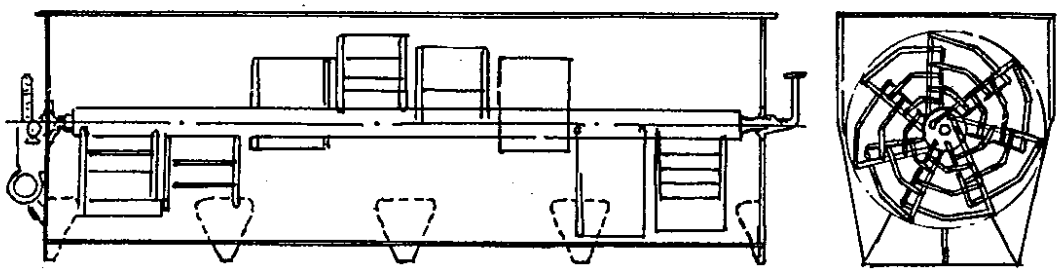


FIG. 35.6. — Cristalizador com placas espirais (Fives-Lille Cail).

QUADRO 35.6 *a*

Cristalizadores com esfriamento Babcock Atlantique

A Babcock Atlantique fabrica dois modelos de cristalizadores:

FB = Fletcher-Blanchard, com tubos em S

FF = com paletas em leque.

Diâmetro D { FB = D variando de 1,5 a 2,4 m, de dm em dm
FF = „ „ „ 2,2 „ 3,1 „ „ „ „ „

Comprimento L = variando de 3 a 12 m.

Capacidade nominal $V = (0{,}892\ D^2 - 0{,}1\ D)\ L - v\%$.

$v\%$ = volume dos elementos % V; varia de 11% (D = 1,5 m) a 6,5% (D = 3 m).

Superfície de esfriamento S = 0,185 m²/hl de massa cozida.

Altura de massa cozida acima do eixo $= h = 0{,}8D$.

Número de elementos por m de comprimento
- FB = varia de 2,5 (D = 1,5 m) a 4,4 (D = 2,4 m)
- FF = varia de 4 (D = 2,2 m) a 4,2 (D = 3,1 m)

Tubos FB
- 91,6 × 101,6 mm até D = 1,9 m
- 94,6 × 101,6 mm a partir de D = 1,9 m

Cristalizador Werkspoor

O Werkspoor (fig. 35.7) é um cristalizador cuja forma externa é parecida com a dum cristalizador comum. Porém, o eixo apresenta, em vez da hélice,

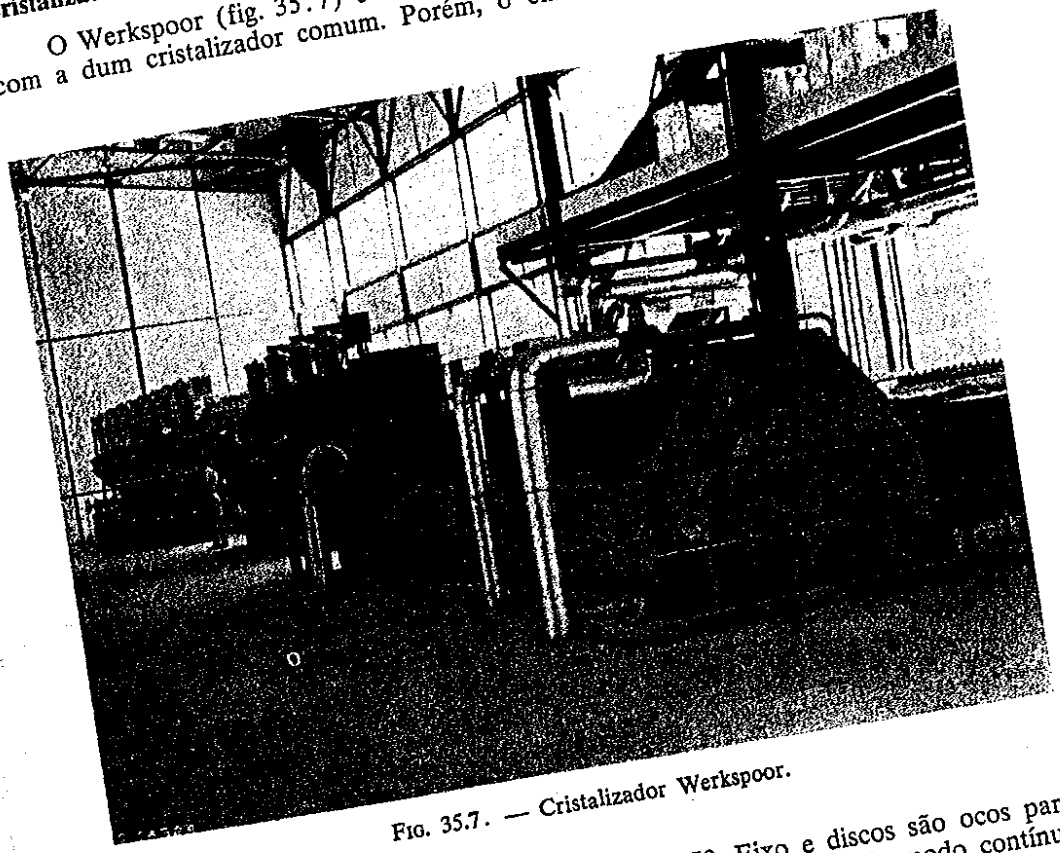


FIG. 35.7. — Cristalizador Werkspoor.

discos (fig. 35.8) com uma seção aberta de 45°. Eixo e discos são ocos para permitir a circulação da água. A massa cozida é introduzida de modo contínuo na extremidade onde se acha o comando do movimento do eixo do cristalizador; ela progride por simples gravidade nos intervalos entre os discos, passando pelo setor vazio, e sai por transbordamento no lado oposto do cristalizador. A água

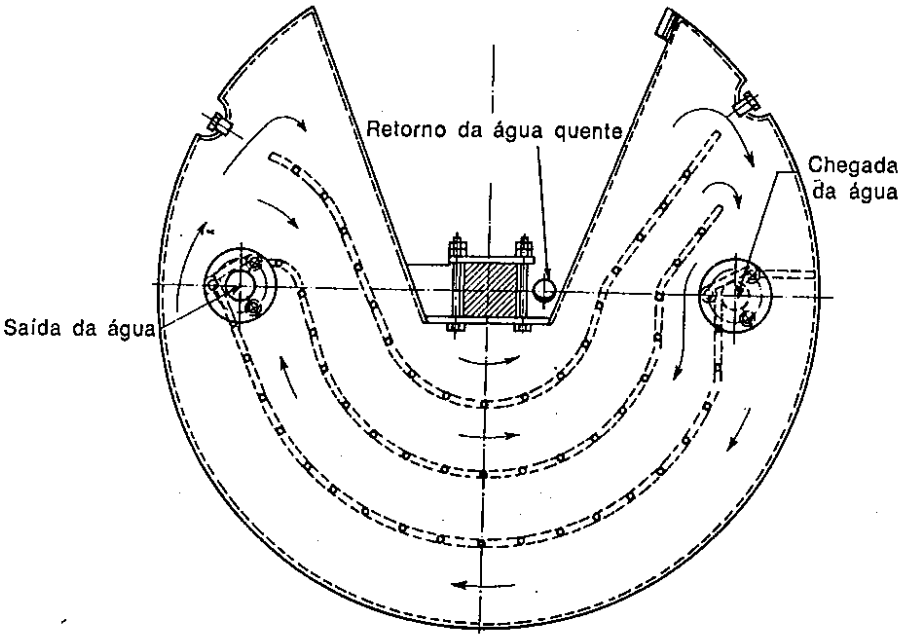


FIG. 35.8. — Disco Werkspoor.

entra por este último lado, o qual também serve de saída à massa cozida, circula sucessivamente em todos os discos e retorna pelo eixo do cristalizador, para sair novamente ao lado do ponto de sua entrada.

Portanto, é uma circulação contra a corrente. Sua vantagem está no fato de que a massa cozida, ao chegar, só entra em contato com água já aquecida, sendo que em cada ponto a temperatura da água de esfriamento é progressivamente diminuída, proporcionalmente ao esfriamento da massa cozida (fig. 35.9). Estas condições praticamente eliminam o perigo de formação de cristal falso.

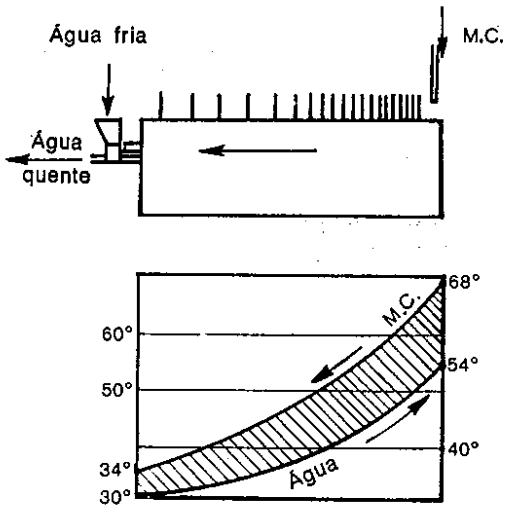


FIG. 35.9. — Gráfico das temperaturas em um Werkspoor.

Potência necessária. — É praticamente a metade daquela indicada para os cristalizadores comuns (cf. p. 758). Honig observou (TSJ, setembro 1952, p.

Altura de massa cozida acima do eixo = $h = 0{,}8D$.

Número de elementos por m de comprimento
- FB = varia de 2,5 (D = 1,5 m) a 4,4 (D = 2,4 m)
- FF = varia de 4 (D = 2,2 m) a 4,2 (D = 3,1 m)

Tubos FB
- 91,6 × 101,6 mm até D = 1,9 m
- 94,6 × 101,6 mm a partir de D = 1,9 m

Cristalizador Werkspoor

O Werkspoor (fig. 35.7) é um cristalizador cuja forma externa é parecida com a dum cristalizador comum. Porém, o eixo apresenta, em vez da hélice,

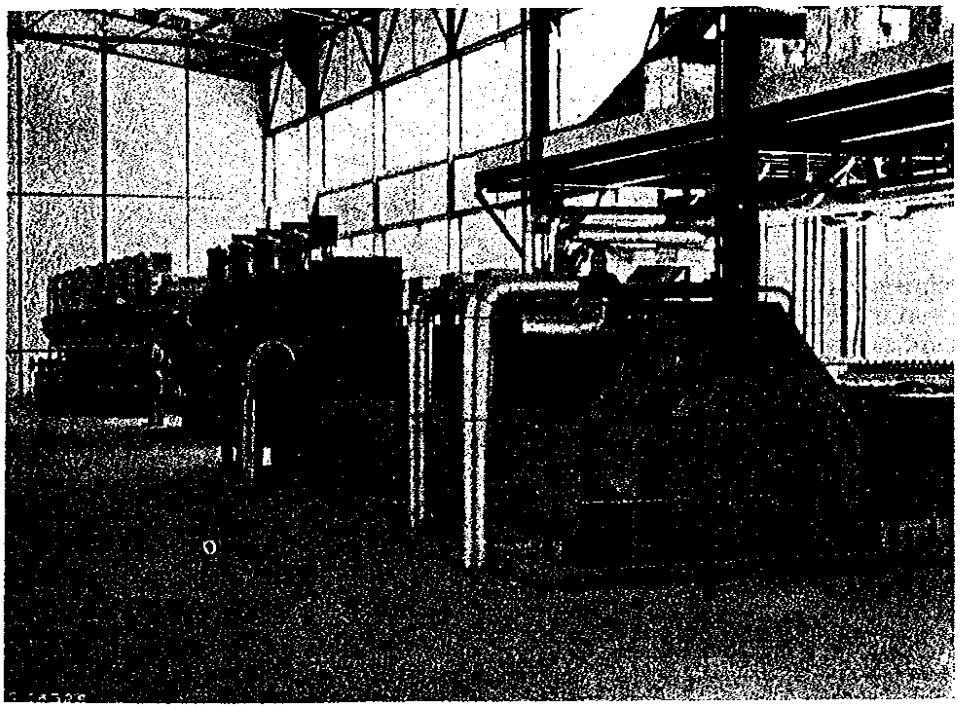


FIG. 35.7. — Cristalizador Werkspoor.

discos (fig. 35.8) com uma seção aberta de 45°. Eixo e discos são ocos para permitir a circulação da água. A massa cozida é introduzida de modo contínuo na extremidade onde se acha o comando do movimento do eixo do cristalizador; ela progride por simples gravidade nos intervalos entre os discos, passando pelo setor vazio, e sai por transbordamento no lado oposto do cristalizador. A água

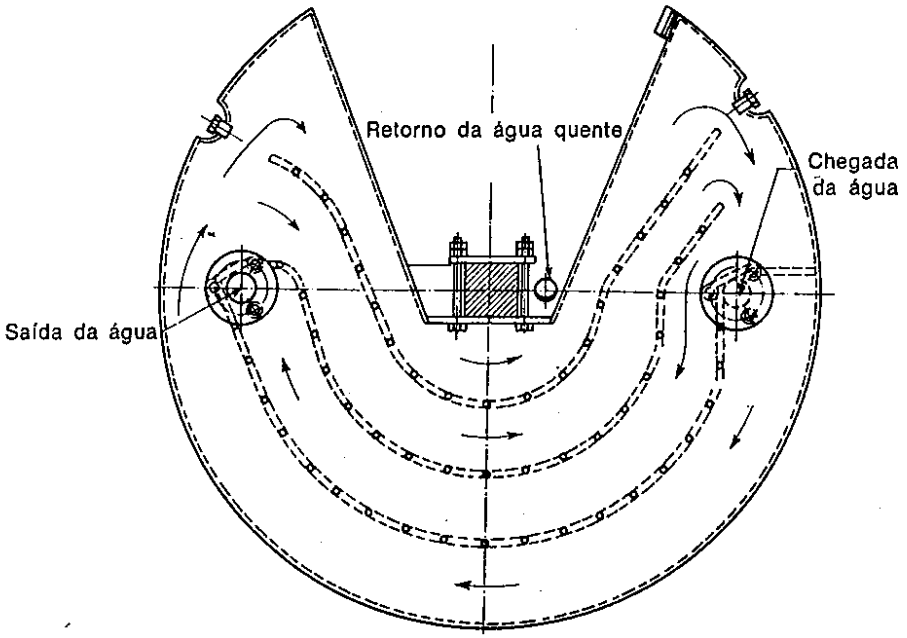


FIG. 35.8. — Disco Werkspoor.

entra por este último lado, o qual também serve de saída à massa cozida, circula sucessivamente em todos os discos e retorna pelo eixo do cristalizador, para sair novamente ao lado do ponto de sua entrada.

Portanto, é uma circulação contra a corrente. Sua vantagem está no fato de que a massa cozida, ao chegar, só entra em contato com água já aquecida, sendo que em cada ponto a temperatura da água de esfriamento é progressivamente diminuída, proporcionalmente ao esfriamento da massa cozida (fig. 35.9). Estas condições praticamente eliminam o perigo de formação de cristal falso.

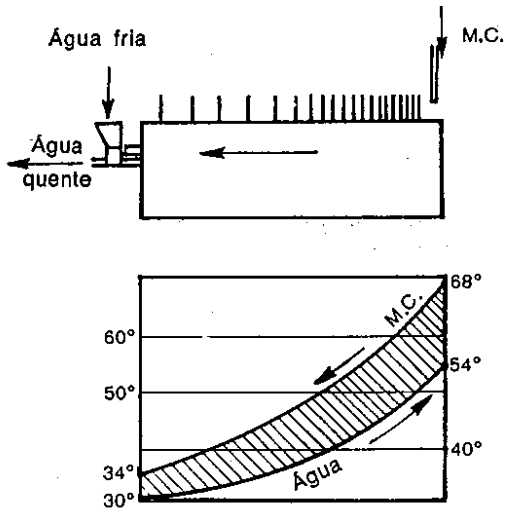


FIG. 35.9. — Gráfico das temperaturas em um Werkspoor.

Potência necessária. — É praticamente a metade daquela indicada para os cristalizadores comuns (cf. p. 758). Honig observou (TSJ, setembro 1952, p.

22) que esta potência é de cerca de 50% da potência necessária aos cristalizadores com tubos de circulação de água fria, sendo que a transmissão de calor continua a mesma. É uma vantagem interessante, quando se manipulam massas cozidas muito densas.

Quantidade de água necessária. — Seja:

T_0 = temperatura de entrada da massa cozida no cristalizador;
T = „ „ saída da massa cozida;
t_0 = „ „ entrada da água;
t = „ „ saída da água.

Teoricamente, a quantidade de água necessária é de:

$$w = \frac{(T_0 - T)c}{t - t_0} \text{ kg de água por kg de massa cozida.} \qquad (35.12)$$

c = calor específico da massa cozida = 0,44.

Na prática toma-se:

$$W = \alpha \cdot V \cdot dc \frac{T_0 - T}{t - t_0} \qquad (35.13)$$

W = quantidade total de água necessária, em kg/hora;
α = coeficiente levando em conta o esfriamento dos méis de lavagem acrescentados à massa cozida. Freqüentemente se toma α = 1,15 a 1,20;
V = volume da massa cozida a ser tratada, em litros/hora;
d = densidade da massa cozida = 1,5.

Não é necessário levar em conta o rendimento da operação de esfriamento:

1.º Porque, como o circuito da água é completamente submergido na massa cozida, este rendimento é praticamente igual a 1.

2.º Porque há uma compensação aproximada entre dois fenômenos caloríficos correlacionados, porém secundários, que não foram considerados. São: *a*) a massa cozida também esfria pelas paredes do cristalizador e pela sua superfície exposta ao ar; *b*) por outro lado, além do calor sensível contido na massa cozida, é preciso absorver o calor de cristalização da sacarose, que se deposita sobre os cristais durante a operação. Este calor de cristalização geralmente corresponde a 8 a 10% do calor sensível a ser absorvido. Porém, o efeito favorável (*a*) é, geralmente, maior que o efeito desfavorável (*b*), o que, finalmente, deixa o rendimento aparente um pouco acima de 1.

Na prática, constata-se que a quantidade de água utilizada é de cerca de:

w = 0,750 a 0,800 kg por kg de massa cozida

ou seja, cerca de:

w' = 1,2 litros por litro de massa cozida.

Tromp (p. 518) fornece $w = 0{,}8$ kg/kg e os valores assinalados correspondem a um coeficiente $\alpha = 1{,}4$.

Superfície de esfriamento. — A superfície de esfriamento deve ser proporcional à capacidade do Werkspoor, ou, mais exatamente, à quantidade de massa cozida a ser esfriada por hora. Também depende da temperatura da massa cozida quando é descarregada, da temperatura da água fria disponível, do esfriamento desejado etc. Tromp (p. 518) indica como ótimas as temperaturas assinaladas em nosso esquema (fig. 35.9).

QUADRO 35.5 *b*

Cristalizadores com esfriamento de água e a contracorrente
Temperaturas ótimas, de acordo com Tromp

Temperatura de entrada da massa cozida	68°C
" " saída da massa cozida	34°C
" " entrada da água	30°C
" " saída da água	54°C

Geralmente, os vácuos aconselhados correspondem à massa cozida saindo do cozedor a 75 ou 80°C e que, mesmo após a passagem pelo cristalizador para sementeira, ainda está a 70 ou 75°C. Por outro lado, muitas vezes a massa cozida só é esfriada até 40°C, sem se poder controlar a temperatura da água fria.

Porém, a superfície de esfriamento depende sobretudo da massa cozida a ser tratada. Definindo a relação, como para os cozedores (cf. fórm. 34.24, p. 706):

$$\frac{S}{V} = \frac{\text{superfície de esfriamento do cristalizador, em m}^2}{\text{capacidade útil de massa cozida do cristalizador, em m}^3} \qquad (35.14)$$

chega-se, para as primeiras massas cozidas, a relações S/V de cerca de 7 a 10 (ou seja 0,7 a 1 m² por hectolitro) e, para a última massa cozida, a relações de cerca de 1 m²/m³ (ou seja 0,1 m²/hl). Este fenômeno é devido à diferença entre as viscosidades das massas cozidas de alta pureza e as das massas cozidas de baixa pureza, que exige um esfriamento muito mais lento e progressivo para as últimas.

O coeficiente de transmissão real do calor num Werkspoor foi estabelecido pela Estação Experimental de Java e indicado com precisão por Honig (TSJ, outubro 1951, p. 11), que participou de sua determinação. É de cerca de:

$$k = 35 \text{ a } 50 \text{ kcal/m}^2\text{/hora/°C}$$

para massa cozida de alta pureza (>70), com cristalizador novo e limpo.

Uma determinação similar, efetuada na Austrália para massa cozida *C*, com cristalizadores velhos e incrustados (RAM, março 1957, p. 106) forneceu:

$$k = 12 \text{ kcal/m}^2\text{/h/°C}.$$

Entretanto, tendo em conta os fatores favoráveis indicados acima, os fabricantes empregam, para o modo de cálculo simplificado correspondente à fórmula (35.5), coeficientes aparentes mais otimistas. Acrescentamos aqueles que julgamos prudentes para servirem como base, tendo em vista a utilização do Werkspoor durante um número normal de anos.

QUADRO 35.6 *b*

Coeficiente de transmissão aparente dos cristalizadores Werkspoor

	Utilizado pelos fabricantes		*Aconselhado*	
M. c. *A* ou massa de 1.ª	*k*	75	*k*	60 kcal/m²/h/°C
M. c. *B*		65		50 "
M. c. *C* ou massa de 3.ª		25		20 "

Aliás, convém assinalar que, em cristalizadores comuns, a velocidade de rotação não exerce influência sobre a cristalização; pelo contrário, em cristalizadores com esfriamento a água, influencia o coeficiente de transmissão do calor (PST, Vol. II, pp. 471-473).

CÁLCULO DA SUPERFÍCIE. — Tem-se:

$$S = \alpha \cdot \frac{Vdc}{k} \cdot \frac{T_0 - T}{(T_0 - t) - (T - t_0)} \cdot \mathrm{L} \frac{T_0 - t}{T - t_0} \qquad (35.15)$$

S = superfície de esfriamento do Werkspoor, em m²;
α = coeficiente de majoração, tendo em conta os méis de lavagem acrescentados;
V = volume de massa cozida (antes da lavagem) em litros/hora;
d = densidade da massa cozida = 1,5;
c = calor específico da massa cozida = 0,44;
k = coeficiente de transmissão, em kcal/m²/h/°C, dado pelo quadro 35.6 *b*;
T_0 = temperatura de entrada da massa cozida no aparelho;
T = temperatura de saída (desejada) da massa cozida;
t_0 = temperatura de entrada da água fria;
t = temperatura de saída da água.

Geralmente, toma-se $\begin{cases} T_0 = 75\ ^\circ\mathrm{C} \\ T = 40\ ^\circ\mathrm{C} \\ t = 50\ ^\circ\mathrm{C} \end{cases}$ e $\alpha = 1{,}15$

Lembra-se que:

$$\mathrm{L}x = 2{,}3 \cdot \log x.$$

TEMPO DE ESFRIAMENTO. — Na fabricação do açúcar de cana, calculam-se geralmente os seguintes tempos de esfriamento:

QUADRO 35.7

Tempos de esfriamento normalmente necessários em Werkspoor

M. c. *A* (processo com 3 m. c.)	1 h 30 min
" " de 1.ª (processo com 2 m. c.)	2 h
" " *B* (processo com 3 m. c.)	2 h
" " *C* ou de 3.ª	12 a 15 h

Dimensões padrão. — A licença Werkspoor foi adquirida na França por Fives-Lille Cail. Esta firma fabrica cristalizadores para massa de 1.ª cujo diâmetro D pode ir de 1,300 até 3 m, de decímetro em decímetro. Os discos apresentam um diâmetro externo D' aproximadamente 20 a 30 mm menor que o diâmetro interno D do tanque ($D' = 2{,}780$ m, por exemplo, para um tanque com $D = 2{,}800$ m). O setor aberto dos discos é de 45° e sua superfície de esfriamento unitária s pode ser calculada por:

$$s = \left(1 + \frac{D}{10}\right) D'^2 \tag{35.16}$$

s = superfície de esfriamento dum disco, em m²;
D = diâmetro interno do tanque, em m;
D' = diâmetro externo do disco, em m.

A altura da massa cozida acima do eixo é de cerca de 1/20 a 1/10 do diâmetro. Entretanto, normalmente calcula-se a capacidade do cristalizador como se o tanque não possuísse nem discos, nem eixo e nem tubos e como se o nível da massa cozida estivesse limitado ao eixo (isto supõe que o volume de massa cozida acima do eixo compensa o volume ocupado pelo eixo, discos, tubos, etc.). Ou seja, para o volume útil, assim determinado, por metro de comprimento do tanque:

$$u = \frac{\pi D^2}{8} = 0{,}3927 D^2 \text{ m}^3/\text{m} \tag{35.17}$$

u = volume útil teórico por metro de comprimento do cristalizador, em m³/m;
D = diâmetro ou largura interna do tanque, em metros.

Geralmente, procura-se proporcionar o tanque para que seu comprimento seja cerca de 3 a 3,5 vezes seu diâmetro, no entanto esta preocupação secundária não deve influenciar as considerações eventuais sobre problemas de instalação e espaço ocupado.

O espaçamento dos discos aumenta da frente para trás, porém o valor médio desta distância não deve ser inferior a 20 cm. É determinada pela fórmula:

$$e = \frac{L - 0{,}5(1 + p)}{n - 1 - p} \qquad (35.18)$$

e = distância média entre os discos, em m;

L = comprimento total do tanque do cristalizador, em m;

p = número de mancais intermediários (o comprimento entre mancais deve ter um máximo de 6 m e um mínimo de 3 m);

n = número de discos (deve ser sempre ímpar).

Projeto dum cristalizador Werkspoor. DADOS. — Supõe-se uma usina moendo 100 TCH, utilizando o processo com 3 massas cozidas, com magma duplo e obtendo 125 litros de massa cozida A por TC. Determina-se um cristalizador Werkspoor que deve tratar a massa cozida A.

VOLUME E DIMENSÕES DO WERKSPOOR. — A quantidade de massa cozida a ser tratada é:

$$v = 125 \text{ l/TC}$$

ou seja um volume total de:

$$V = 125 \times 100 = 12\,500 \text{ litros/hora}$$

o qual, com a adição dos méis de lavagem, chegará a:

$$V' = 12\,500 \times 1{,}15 = 14\,375 \text{ l/h}$$

O tempo de esfriamento necessário será de 1 h 30 min., de acordo com o quadro 35.7. Portanto, a capacidade do Werkspoor, isto é, a quantidade de massa cozida que deve conter, é de:

$$C = 14\,375 \times 1{,}5 = 21\,562 \text{ litros} = 216 \text{ hl}$$

Portanto, necessita-se um Werkspoor com 216 hl. Adotando um comprimento L do tanque igual a 3,5 vezes o diâmetro D, será necessário:

$$C = \frac{\pi D^2}{8} \cdot L = \frac{\pi D^2}{8} \times 3{,}5D = 1{,}37D^3 = 21{,}6.$$

Portanto, adota-se um diâmetro de 2,50 m. Para este diâmetro, o volume útil teórico é de (fórm. 35.17):

$$u = 0{,}3927D^2 = 0{,}3927 \times 6{,}25 = 2{,}454 \text{ m}^3/\text{m}$$

e, conseqüentemente, o comprimento do tanque será de:

$$L = \frac{21{,}6}{2{,}454} = 8{,}80 \text{ ou, na prática, } 9 \text{ m.}$$

SUPERFÍCIE DE ESFRIAMENTO. — Se a água fria utilizada tem 25°C e se se considera 50°C como temperatura de saída da água e 60 kcal/m²/h/°C como coeficiente de transmissão do calor (quadro 35.6), obtém-se (fórm. 35.15):

$$S = 1{,}15 \times \frac{12\,500 \times 1{,}5 \times 0{,}44}{60} \times \frac{75 - 40}{(75 - 50) - (40 - 25)} \cdot \mathrm{L}\,\frac{75 - 50}{40 - 25}$$

ou:

$$S = 158 \times 3{,}5 \times 2{,}3 \times 0{,}22185 = 282\ \mathrm{m}^2.$$

A superfície de esfriamento dum disco apresenta o seguinte valor (fórm. 35.16):

$$s = 1{,}25 \times 2{,}48^2 = 7{,}69\ \mathrm{m}^2$$

Conseqüentemente, o número de discos necessário é de:

$$n = \frac{282}{7{,}69} = 36{,}7.$$

ou seja,37 discos. A superfície exata é de:

$$S = 37 \times 7{,}69 = 284\ \mathrm{m}^2.$$

Verifica-se o espaçamento médio dos discos. Com um mancal intermediário (fórm. 35.18):

$$e = \frac{9 - 0{,}5(1 + 1)}{37 - 1 - 1} = \frac{8}{35} = 0{,}23\ \mathrm{m}.$$

QUANTIDADE DE ÁGUA NECESSÁRIA. — Tem-se (fórm. 35.13):

$$W = 1{,}15 \times 12\,500 \times 1{,}5 \times 0{,}44 \times \frac{75 - 40}{50 - 25} = 13\,282\ \mathrm{l/h}.$$

ou seja, cerca de 3,7 l/s.

Observa-se que, para as temperaturas consideradas, a quantidade de água de esfriamento necessária é de cerca de 1 litro/hora por litro/hora de massa cozida a ser esfriada. Com outras palavras, o volume necessário de água é aproximadamente igual ao volume de massa cozida a ser esfriada.

Controle dum Werkspoor existente. — Possuindo um Werkspoor e desejando conhecer quais as temperaturas de massa cozida e de água que fornece para vazões dadas de massa cozida e de água de esfriamento, estabelece-se:

$$\frac{T - t_0}{T_0 - t} = \mathrm{e}^{-\left(\frac{kS}{\alpha V dc} - \frac{kS}{W}\right)} = m$$

$$\frac{t - t_0}{T_0 - T} = \frac{\alpha V dc}{W} = r$$

(as letras têm os mesmos valores que as das fórmulas 35.13 e 35.15) e deduz-se:

$$T = t_0 + m(T_0 - t)$$

$$t = t_0 + r(T_0 - T).$$

Calculando em relação a T e t:

$$\begin{cases} T = \dfrac{t_0(1-m) + mT_0(1-r)}{1-mr} \\ t = t_0 + r(T_0 - T) \end{cases} \qquad (35.19)$$

Lembra-se que:

a) se: $y = e^{-x}$ $\quad -x = \mathcal{L} \cdot y = 2{,}3 \log y$

b) $\log e^{-x} = -0{,}4343\, x$

c) e, encontrando um logaritmo negativo, por exemplo:

$\log a = -0{,}372$ escreve-se: $\log a = \bar{1}{,}628$.

RESULTADOS. — Segue um exemplo de resultados obtidos em processo com 3 massas cozidas, em um Werkspoor, tratando primeiramente a massa cozida *A* e a seguir a massa cozida *B*:

QUADRO 35.8

Exemplo de resultados de um Werkspoor

	Massa cozida	
	A	*B*
Na descarga dos cozedores:		
Brix da m. c.	94,4	95,6
Pureza aparente da m. c.	80,2	65,5
„ „ do mel rico	61,5	50,1
Na saída do Werkspoor:		
Pureza do mel pobre	56,7	46,2
Queda total de pureza	23,5	19,3
Queda de pureza do mel	4,8	3,9
Temperatura da m. c. na entrada do Werkspoor	73 °C	72 °C
„ „ „ „ „ saída do Werkspoor	46 „	48 „
„ „ água fria	24 „	27 „
Tempo de esfriamento	1 h 40 min	1 h 45 min

Em Java (ISJ, 1940, p. 286) calculava-se cerca de:

Esfriamento: 25°C para 2 h 20 min de permanência da massa cozida.

Queda de pureza do mel rico: 5°.

Cristalizador de estocagem. — Como o Werkspoor é contínuo e os cozedores são descontínuos, evidentemente há necessidade dum recipiente intermediário de massa cozida entre os cozedores e o Werkspoor.

Para isto toma-se, geralmente, um cristalizador comum (ou dois). Para que possa servir, é preciso que sua capacidade seja 1,5 vezes a capacidade do maior cozedor conectado.

Distância dos discos. — Sabe-se que:

a) A velocidade de cristalização é maior com temperaturas mais altas.

b) Esta velocidade aumenta com a supersaturação, porém alcança praticamente seu máximo para uma supersaturação relativamente baixa.

c) A viscosidade aumenta com a supersaturação.

Portanto, é conveniente trabalhar com uma supersaturação relativamente baixa e esfriar o mais rapidamente possível, a partir da entrada, as massas cozidas quentes, que permitem uma velocidade de cristalização máxima.

Por este motivo, a distância dos discos de esfriamento do Werkspoor aumenta progressivamente, da entrada até a saída da massa cozida.

Aquecimento. — Procura-se reduzir a viscosidade da massa cozida antes da turbinagem aquecendo-a (cf. p. 829). O Werkspoor pode ser utilizado para esta operação: é suficiente calculá-lo um pouco mais comprido, para poder instalar 3 ou 4 discos aquecedores após os discos de esfriamento. O cálculo desta parte aquecedora faz-se da mesma maneira como aquele da parte do esfriamento. Como o aquecimento deve ser rápido, os discos aquecedores devem ser próximos.

Para evitar uma dissolução do açúcar nas proximidades da superfície de intercâmbio, é importante utilizar, tanto no Werkspoor como em qualquer outro aquecedor antes da turbinagem, um fluido de aquecimento com temperatura relativamente baixa, por exemplo, vapor de sangria a cerca de 75°C (47 cm de vácuo) ou, melhor ainda, água a uma temperatura apenas muito pouco superior à temperatura de saturação da massa cozida. Payne (PST, Vol. II, p. 504) acredita que esta água deve ter apenas 2°C a mais que a temperatura de saturação, para não haver perigo de superaquecimentos locais.

Utilização do Werkspoor. — Em comparação com os cristalizadores comuns, o Werkspoor apresenta a vantagem de ocupar menos espaço e melhorar o esgotamento. Esta última vantagem, sobretudo, é importante para as massas cozidas *A* ou *B*. Com a última massa, seu emprego exige maiores cuidados. Entretanto, certos países, especialmente Queensland, utilizam-no normalmente com massa cozida *C*, obtendo excelentes resultados, contanto que seja usado com um sistema eficiente de aquecimento.

Cristalizador Lafeuille

O cristalizador Lafeuille pode servir tanto como cozedor quanto como cristalizador.

É um cilindro grande que gira em volta de seu eixo sobre roldanas, as quais se movimentam sobre 2 trilhos de rolamento (fig. 35.10). É possível estabelecer o vácuo em seu interior, introduzir massa cozida, méis, água e vapor. Todas as conexões se efetuam pelo eixo: vácuo, massa cozida e méis por um lado e vapor, água e gases incondensáveis pelo outro lado.

No interior do aparelho é instalada uma calandra com tubos paralelos ao eixo. Estes tubos podem ser percorridos pelo vapor ou pela água.

O aparelho é carregado só até os 3/4 do volume interno disponível. O movimento de rotação que se lhe imprime provoca agitação e cristalização da massa.

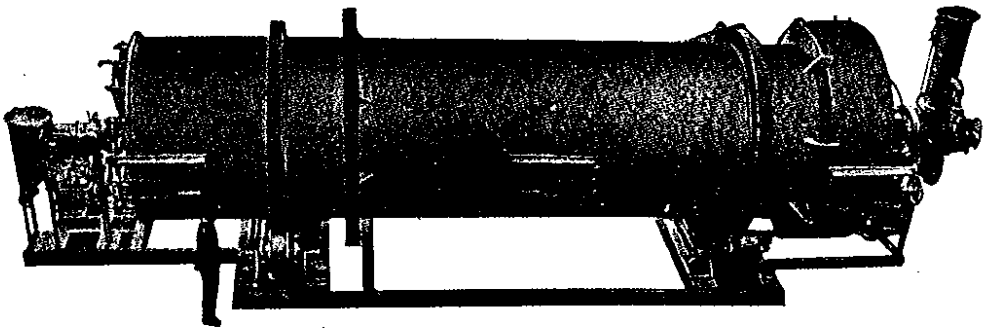


FIG. 35.10. — Cozedor rotativo Lafeuille (U.C.M.A.S.).

DIMENSÕES. — O diâmetro é de cerca de 2 m, o comprimento variável, a capacidade variando proporcionalmente de cerca de 300 a 500 hl.

VELOCIDADE DE ROTAÇÃO. — A velocidade de rotação é pequena: cerca de 1 rpm quando o aparelho é utilizado para cozinhar e apenas 1/4 de rpm quando é utilizado como cristalizador (ISJ, 1934, p. 358).

POTÊNCIA. — A potência necessária é igualmente pequena, de cerca de 4 a 8 CV.

COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR. — Determinado, como para o Werkspoor, pela Estação Experimental de Java e indicado de modo exato por Honig (TSJ, outubro 1951, p. 11), este coeficiente é de:

$$k = 30 \text{ a } 45 \text{ kcal/m}^2/^\circ\text{C/h}.$$

SUPERFÍCIE DE ESFRIAMENTO. — A superfície de esfriamento corresponde a cerca de:

$$\frac{S}{V} = 6{,}6 \text{ m}^2 \text{ por m}^3 \text{ de capacidade de m.c.}$$

DURAÇÃO DO COZIMENTO. — Calcula-se aproximadamente:

6 horas para as massas de alta pureza,
12 a 18 „ „ „ „ „ baixa „ .

UTILIZAÇÃO. — O Lafeuille apresenta a vantagem de ocupar pouco espaço e reduzir a pressão hidrostática a um mínimo. Nas Filipinas deu bons resultados (ISJ, 1934, p. 358):

a) Brix de massa cozida muito altos na concentração, podendo alcançar 98 a 100.

b) Quedas de pureza muito altas, podendo alcançar 30 a 32 pontos.

Entretanto, é um aparelho de utilização difícil, principalmente como cozedor, e não pode ser operado por qualquer pessoa. Seu emprego não se difundiu.

36

TURBINAGEM

OBJETIVO

Quando o licor-mãe está praticamente esgotado, é preciso somente separá-lo dos cristais para obter o açúcar comercial.

Esta operação é realizada em turbinas centrífugas de secagem, que são chamadas "turbinas" ou "centrífugas".

A TURBINA

O modelo mais empregado atualmente é a turbina Weston, denominada de acordo com o nome do engenheiro inglês que a aperfeiçoou, dando-lhe sua forma atual.

É constituída de um motor, situado na parte superior (fig. 36.1), o qual aciona um eixo vertical que sustenta uma cesta cilíndrica, na qual se coloca a massa cozida a ser turbinada. Esta cesta é perfurada, para deixar passar o

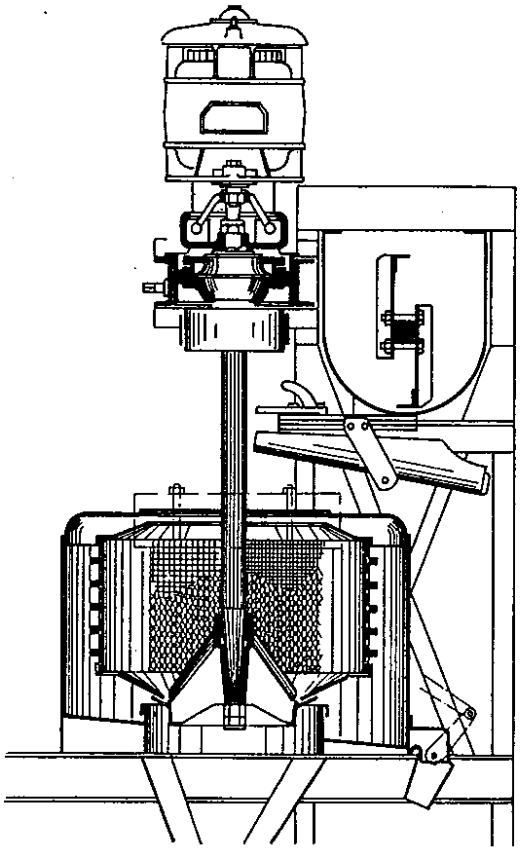


FIG. 36.1. — Turbina. Corte.

mel, reforçada com anéis, para resistir à força centrífuga, e guarnecida com telas metálicas, para reter o açúcar, deixando, ao mesmo tempo, passar o mel. É aberta na parte superior, para a introdução da massa cozida, e na parte inferior, para a descarga do açúcar quando a turbina pára. Durante a rotação da turbina, propulsionada pelo motor, isto é, durante a carga e a secagem, um cone de chapa fina fecha geralmente a abertura da descarga.

A cesta é ligada ao eixo por um cubo que ocupa a abertura inferior. É envolvida por um protetor, destinado a receber o mel centrifugado e a proteger o operário das partes móveis e que geralmente recebe o nome de "cofre" da turbina. Este protetor apresenta na parte superior uma abertura correspondente à da cesta e que pode ser fechada com duas semitampas com dobradiças, nas quais se recorta um orifício, para deixar passar o eixo.

Geralmente, há várias turbinas alinhadas, formando uma série. A massa cozida a ser turbinada chega num malaxador, que é uma espécie de pequeno cristalizador instalado atrás dos motores das turbinas. Em cada turbina, uma calha basculante assegura o enchimento da cesta no momento do carregamento.

Para as turbinas *A* e *B*, uma tubulação de água e uma de vapor correm ao longo da série e permitem a lavagem do açúcar.

A parada da turbina, no fim da secagem, é obtida por meio dum freio, geralmente constituído por garras guarnecidas de lonas de freio e que envolvem uma polia, sobre a qual o operador pode exercer pressão por meio duma alavanca.

Funcionamento. — Nas turbinas não automáticas, o operador põe em funcionamento a turbina (arranque) e introduz a quantidade desejada de massa cozida (carga). A força centrífuga faz subir a massa cozida ao longo da parede lateral cilíndrica da cesta e, enquanto a cesta retém o açúcar, expulsa o licor-mãe. Este escorre ao longo do cofre, é recolhido no fundo e encaminhado a uma calha que acompanha as turbinas na parte traseira inferior.

Para os açúcares A e B, lava-se com vapor, abrindo, na cesta, uma válvula de vapor, geralmente automática; a seguir lava-se com água, passando um jato de água ou os jatos dum pequeno aspersor ao longo da parede interna do açúcar.

Neste último caso, o mel obtido durante a lavagem e contendo uma certa quantidade de açúcar dissolvido pelo vapor e pela água é mais rico e, algumas vezes, separado do mel pobre com um dispositivo automático.

À medida que o mel escorre, a massa cozida na cesta transforma-se rapidamente em açúcar, sua cor fica clara e a lavagem retira os últimos traços de mel, lavando até um pouco o cristal.

Quando a lavagem e a turbinagem parecem suficientes, o operador pára a turbina e levanta a válvula cônica que fecha a abertura inferior. Livre da força centrífuga, a parede de açúcar desmorona; o operador acaba de fazê-lo cair no transportador de açúcar que passa sob as turbinas. Em seguida, recoloca o cone em seu lugar e a turbina está pronta para um novo ciclo.

Cesta. — As cestas são construídas de modo mais ou menos sólido, de acordo com a força centrífuga à qual devem ser submetidas. Aquelas submetidas

às fadigas maiores trabalham perto do limite da resistência à tensão do metal: são de aço de cromo-cobre e seus anéis de aço niquelado.

As cestas das turbinas com 610 mm de altura possuem:

Para 1 000 rpm: 5 a 6 mm de espessura de chapa e 6 anéis.

„ 1 500 „ 5 a 6 „ „ „ „ „ „ 12 a 15 anéis.

As perfurações nestas cestas possuem um diâmetro de 7 mm e são espaçadas de cerca de 22 mm.

Telas. — Por causa deste espaçamento obrigatório, uma simples chapa perfurada ou uma tela metálica única não são suficientes: a maioria das perfurações ficaria na frente da parede inteiriça da cesta e não daria vazão ao mel. Por isso, a cesta é guarnecida com duas camadas superpostas:

1.º Uma tela de sustentação, podendo ser uma tela metálica comum de fio de cobre de 1 a 1,5 mm, com malhas de 5 a 10 mm, que separa a tela propriamente dita da parede da cesta. Pode ser, preferivelmente, uma tela de latão ou aço especial, perfurada, com saliências, mais rígida e eficiente.

2.º Uma tela propriamente dita, destinada a reter os cristais e que, antigamente, era uma tela de cobre trançada, do tipo Liebermann (fig. 36.2), simples ou dupla, mas quase sempre sustentando uma chapa perfurada.

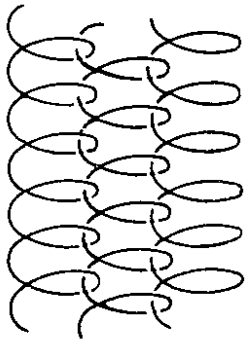


FIG. 36.2. — Esquema duma tela Liebermann.

Em certas usinas, empregam-se duas telas de sustentação superpostas. Tromp aconselha (p. 537) intercalar uma tela com malhas de 2,8 mm ("4 mesh") entre a tela de sustentação com malhas de 4,7 mm ("7 mesh") e a chapa perfurada. Krieg aconselha, igualmente, uma tela compreendida entre a tela de sustentação com saliências e a chapa perfurada. Também recomenda o emprego das guarnições seguintes (PST, Vol. III, p. 294):

a) Uma tela de sustentação, de latão recozido, com 16 malhas por decímetro, fios redondos de 1,2 mm, a qual deve ser colocada contra a cesta.

b) Uma tela intermediária, de latão recozido, com 27 malhas por decímetro, fios redondos de 0,75 mm, para ser intercalada entre a tela de sustentação e a chapa perfurada.

Esta tela dupla facilita o escoamento do mel, porém não é indispensável.

Chapa perfurada. — As chapas perfuradas são de cobre vermelho, de aço inoxidável ou de liga especial. Apresentam perfurações horizontais de 4 mm de comprimento por 0,3 a 0,4 mm de altura, geralmente 0,35 mm, dispostas em linhas (fig. 36.3), ou em quincôncio (fig. 36.4). O passo destas perfurações no sentido da altura é de 1 mm (ou seja, 100 linhas por 100 mm). A superfície das aberturas, ou espaço livre % da superfície total, é de cerca de 26%.

FIG. 36.3. — Chapa perfurada. Perfurações em linhas.

FIG. 36.4. — Chapa perfurada. Perfurações em quincôncio.

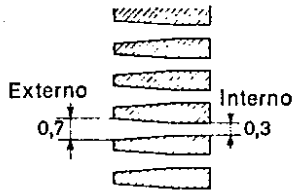


FIG. 36.5. — Corte das perfurações.

A largura de 0,3 a 0,4 mm é indicada para o lado interno: com efeito, as perfurações são piramidais (fig. 36.5) para evitar que os cristais com dimensão praticamente igual à largura da perfuração não fiquem retidos.

A altura de cerca de 0,35 mm é, evidentemente, importante. De sua dimensão depende o tamanho dos cristais falsos que a tela deixa passar, ou até o tamanho do cristal de massa cozida, porque as últimas massas cozidas muitas vezes possuem cristais com 0,3 mm, às vezes 0,2 mm. Neste caso, evidentemente, é preciso instalar telas com perfurações mais estreitas ou utilizar telas Liebermann bastante fechadas.

A espessura da chapa perfurada varia de 0,45 a 0,80 mm. As chapas com espessura mais fina são menos duráveis, porém fornecem um trabalho melhor.

As chapas devem possuir um comprimento maior que a circunferência interna da cesta, para não deixar um espaço livre depois de sua instalação, porém a superposição das duas partes deve ser mínima, porque forma uma faixa vertical com menor vazão. Estas chapas serão cortadas com os seguintes comprimentos:

QUADRO 36.1

Comprimento das chapas perfuradas

Diâmetro da turbina	*Circunferência interna da cesta*	*Comprimento da chapa perfurada*
40" = 1 015 mm	3 192 mm	3 230 mm
42" = 1 065 „	3 352 „	3 380 „
48" = 1 220 „	3 830 „	3 870 „
54" = 1 370 „	4 309 „	4 350 „

A margem é de 30 a 40 mm, a superposição chega a cerca de 60 mm, por causa da espessura da tela de sustentação.

A faixa de superposição deve ser disposta de modo que, durante a rotação, a resistência do ar force uma extremidade sobre a outra, evitando que o ar penetre entre as duas extremidades.

RESUMO DE ALGUMAS NOÇÕES DE MECÂNICA GIRATÓRIA

O estudo das turbinas exige algumas noções de mecânica, que serão lembradas a seguir, para facilitar a exposição abaixo.

TERMINOLOGIA. — Utilizar-se-á a seguinte terminologia:

r = raio de giro, em metro;
v = velocidade tangencial, em metros/segundo;
n = velocidade de rotação, em rpm (ou em milhares de rpm);
ω = velocidade angular, em radianos/segundo;
t = tempo, em segundos;
m = massa = p/g, em quilogramas-peso por m/s/s;
p = peso, em kg;
g = aceleração da gravidade, em m/s/s = 9,8;
F_r = força centrífuga, em kg;
F_t = força tangencial, em kg;
j_r = aceleração radial, em m/s/s;
j_t = aceleração tangencial, em m/s/s;
C = torque, em metros/quilogramas;
T = trabalho, em quilogrâmetros;
P = potência, em kgm/s ou em CV;
I = momento de inércia, em kg-peso m² = $\frac{p}{g} \cdot r^2$;
F_v = energia cinética, em kgm.

Equações de definição. — As principais são:

1.º Peso:

$$p = mg$$

Quando se toma por unidade de força o quilograma-peso, para:

$$p = 1 \text{ kg} \qquad m = \frac{1}{9{,}8} = 0{,}102 \tag{36.1}$$

0,102 é, portanto, a massa dum corpo de 1 kg, no sistema industrial de unidades.

1 kg-massa é a massa dum corpo com peso de 1 kg, nos sistemas em que a massa é tomada como base, no lugar da força.

2.º Velocidade angular:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 0{,}105\, n \tag{36.2}$$

3.º Aceleração radial:

$$j_r = \frac{v^2}{r} = \omega^2 r \tag{36.3}$$

4.º Força centrífuga:

$$F_r = m \cdot j_r = \frac{mv^2}{r} = m\omega^2 r \tag{36.4}$$

5.º Força tangencial:

$$F_t = m \cdot j_t = m \cdot \frac{dv}{dt} = mr \cdot \frac{d\omega}{dt} \tag{36.5}$$

6.º Torque:

$$C = F_t \cdot r = mr^2 \cdot \frac{d\omega}{dt} \tag{36.6}$$

7.º Potência:

$$P = C \cdot \omega \tag{36.7}$$

8.º Trabalho:

$$T = \int P \cdot dt = \int C\omega \cdot dt \tag{36.8}$$

9.º Momento de inércia:

$$I = \int mr^2 \tag{36.9}$$

10.º Energia cinética:

$$F_v = \int mv^2 = \int mr^2\omega^2 = \omega^2 \int mr^2 = I \cdot \omega^2 \tag{36.10}$$

Valor do torque. — Tem-se:

$$\Sigma F_t = \int mr \cdot \frac{d\omega}{dt} \tag{36.11}$$

donde:

$$C = \Sigma \cdot rF_t = \int mr^2 \cdot \frac{d\omega}{dt} = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \tag{36.12}$$

O torque é, muitas vezes, representado pelo torque motriz C_m, do qual se subtrai o torque de fricção ou o torque de resistência C_f:

$$C = C_m - C_f \tag{36.13}$$

Teorema da força cinética. — Às vezes, é preciso utilizar o teorema: a semivariação da energia cinética dum sistema durante um tempo dado é igual à soma dos trabalhos das forças externas que se exercem sobre o sistema durante esse tempo.

DIMENSÕES DAS TURBINAS

O tamanho das turbinas é caracterizado por duas dimensões principais:

a) O diâmetro interno da cesta: *D*.

b) A altura interna da cesta: *H*.

Estas duas dimensões são padronizadas. Havia:

5 diâmetros: 30″ 36″ 40″ 42″ 48″

e

3 alturas: 18″ 20″ 24″

porém, o custo da mão-de-obra e as necessidades da automatização, de instalação difícil nas pequenas dimensões, fizeram desaparecer os dois primeiros diâmetros e a primeira altura. Atualmente, só existem ainda as seguintes dimensões:

4 diâmetros: 40″ 42″ 48″ 54″

e

5 alturas: 20″ 24″ 30″ 36″ 42″

A altura de 20″ não é mais fabricada, porém, ainda pode ser encontrada.

Estas dimensões formam as 12 combinações seguintes:

QUADRO 36.2

Dimensões padrão de turbinas

Diâmetro	em polegadas (valor nominal)			40″	42″	48″	54″
	em mm (valor nominal)			1 015	1 065	1 220	1 370
	» » (valor real)			1 016	1 067	1 219	1 372
Altura	20″	510	508	40″ × 20″	42″ × 20″		
	24″	610	609,6	40″ × 24″	42″ × 24″	48″ × 24″	
	30″	760	762	40″ × 30″	42″ × 30″	48″ × 30″	
	36″	915	914,4			48″ × 36″	
	42″	1 065	1 067				54″ × 42″

Em polegadas (valor nominal)	Em mm (valor nominal)	Em mm (valor real)

O diâmetro de 40″ partilha seu emprego com o de 42″. Corresponde às normas americanas, enquanto o de 42″ corresponde às normas européias.

Krieg (La Sucrerie Belge, 1957, p. 371) propôs as seguintes tolerâncias, que são aceitas de modo bastante generalizado e que deveriam ser rigorosamente respeitadas.

QUADRO 36.3

Tolerâncias de fabricação

	Fabricação	
	Precisa	*Regular*
Diâmetro	+ 0 − 2 mm	+ 0 − 4 mm
Altura	+ 0 − 0,3 mm	+ 2 mm − 0,3 mm

As dimensões reais, acompanhadas da indicação "Precisa" ou "Regular", deveriam constar na parte vertical da abertura superior da cesta. Um fabricante inglês, por exemplo, entrega, sob o diâmetro nominal de 42", cestas com 40 7/8", 41 1/4", 41 3/8". As marcações evitariam transtornos, quando da encomenda de guarnições.

VELOCIDADES DAS TURBINAS

Um fator tão importante quanto as dimensões, sob o ponto de vista da capacidade das turbinas, é sua velocidade. Com efeito, juntamente com o diâmetro, a velocidade é o fator do qual depende a força centrífuga, isto é, a força de expulsão do mel durante a turbinagem.

Porém, a força centrífuga é proporcional (cf. fórm. 36.4) a $\omega^2 r$, isto é, a $\omega^2 D$. Tomando como velocidade padrão 1 000 e 1 500 rpm para a turbina de 1 065 mm, é necessário, portanto, para obter a mesma força centrífuga, fazer girar as turbinas com vários diâmetros às seguintes velocidades:

QUADRO 36.4

Velocidades que imprimem forças centrífugas iguais a turbinas com diâmetros diferentes

(força centrífuga = G vezes a gravidade)

	Velocidades de rotação	
	G = 516	G = 1 161
40" = 1·015 mm	1 025 rpm	1 537 rpm
42" = 1 065 "	1 000 "	1 500 "
48" = 1 220 "	935 "	1 403 "
54" = 1 370 "	882 "	1 323 "

Considerando, agora, uma turbina com diâmetro dado e fazendo variar sua velocidade, obtém-se uma secagem mais rápida e mais completa quanto maior for a força centrífuga e, conseqüentemente, a velocidade de rotação.

Com outras palavras, se uma turbina gira mais depressa que uma outra, sendo as duas idênticas e turbinando uma mesma massa cozida, a turbina com a velocidade superior termina a turbinagem antes da outra.

É um fato constatado que, neste caso, a mesma turbinagem pode ser obtida fazendo girar as duas turbinas durante um tempo inversamente proporcional à força centrífuga, isto é, ao quadrado da velocidade:

$$\theta n^2 = C^{te} \tag{36.14}$$

θ = duração da secagem.

Numerosas experiências o confirmam. No Havaí (FAS, 1935, p. 95), constatou-se que turbinas de 1 015 mm, trabalhando com produtos de baixa pureza, davam os mesmos resultados, relativamente à pureza do açúcar e do mel, girando a:

ou: 68,2 minutos a 1 150 rpm
" 44,3 " " 1 400 "
" 33 " " 1 600 "

Nos três casos, a carga e o descarregamento tomavam, além dos tempos acima, um total de cerca de 5 minutos, os quais, pela lógica, deveriam ser levados em conta parcialmente. Então, verifica-se aproximadamente a fórmula (36.14).

Este fato salienta o enorme aumento da capacidade das turbinas que pode ser obtido com altas velocidades.

OBSERVAÇÃO. — Comparou-se o trabalho duma mesma turbina a velocidades diferentes. Comparando entre si turbinas com dimensões diferentes, é evidente que apenas a força centrífuga, o único fator de secagem, exerce influência; obter-se-ia:

$$\theta \cdot Dn^2 = C^{te} \tag{36.15}$$

enquanto o fator D não aparece, quando se comparam as velocidades duma mesma turbina, ou de turbinas com o mesmo diâmetro, entre si.

As maiores velocidades alcançadas são de cerca de 2 200 rpm, em turbinas com um diâmetro de 1 015 mm (Havaí, ISJ, 1947, p. 210).

RAIO MÉDIO EQUIVALENTE

Em uma turbina que gira, a força centrífuga exerce-se, evidentemente, com mais força sobre o cristal de açúcar que está contra a tela do que sobre o cristal que está sobre a parede interna da camada de açúcar. É interessante procurar o raio para o qual a força centrífuga é igual à média exercida sobre o conjunto da massa de açúcar. Este raio denomina-se o "raio médio equivalente" e será designado por R_m (fig. 36.6).

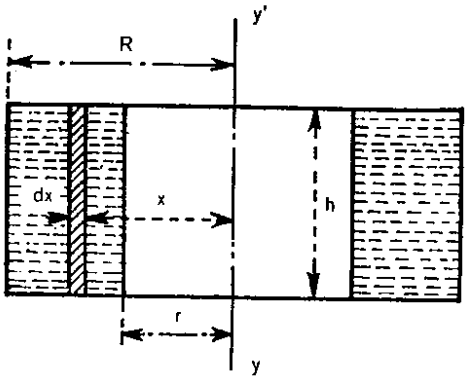


FIG. 36.6. — Cálculo do raio médio equivalente.

Considera-se uma turbina com eixo yy', com altura h, com raio interno R até a tela. Seja r o raio correspondendo à camada interna do açúcar. A espessura da camada de açúcar é, portanto: $R - r$. Supõe-se a turbina com fundo chato e não se considera a pequena quantidade de açúcar compreendida entre o rebordo superior cônico da cesta e o cilindro com altura h. Considera-se o cilindro infinitamente pequeno, com espessura dx, situado no raio x. Seja ϖ o peso específico da massa turbinada. A força centrífuga exercida sobre este cilindro tem o seguinte valor:

$$df = m \cdot \omega^2 x = 2\pi x \cdot dx \cdot h \cdot \varpi\omega^2 x = 2\pi h\varpi \cdot \omega^2 x^2 \cdot dx$$

A força centrífuga total é:

$$F = \int_r^R 2\pi h\varpi\omega^2 x^2 \cdot dx = 2\pi h \cdot \varpi\omega^2 \left[\frac{x^3}{3}\right]_r^R = \frac{2\pi h\varpi\omega^2}{3}(R^3 - r^3)$$

A massa total de açúcar tem o seguinte valor:

$$M = (\pi R^2 h - \pi r^2 h)\varpi = \pi h\varpi(R^2 - r^2)$$

Se estivesse concentrada a um raio R_m, seria preciso, para que a força centrífuga exercida fosse igual a F:

$$F = \frac{2\pi h\varpi\omega^2}{3}(R^3 - r^3) = \pi h\varpi(R^2 - r^2)\omega^2 \cdot R_m$$

donde:

$$R_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \qquad (36.16)$$

Portanto, obtém-se o seguinte quadro:

QUADRO 36.5

Raio médio equivalente R_m

Diâmetro da cesta	*Espessura da camada de açúcar turbinada*					
	5" = 127 mm	6" = 152 mm	7" = 178 mm	8" = 203 mm	9" = 229 mm	10" = 254 mm
40" = 1 015 mm	17,6" = 448 mm	17,2" = *436* mm	16,7" = 425 mm			
42" = 1 065 „	18,6" = 473 „	18,2" = *461* „	17,7" = 450 „	17,3" = 440 mm		
48" = 1 220 „	21,6" = 549 „	21,1" = 537 „	20,7" = *526* „	20,3" = 515 „	19,8" = 504 mm	
54" = 1 370 „	24,6" = 624 „	24,1" = 613 „	23,7" = 601 „	23,2" = *590* „	22,8" = 579 „	22,4" = 568 mm

O quadro 36.4 foi calculado de acordo com o raio médio equivalente, com base $D = 42''$, espessura $= 6''$, mas para espessuras proporcionais aos diâmetros respectivos. No quadro 36.5 assinalamos os raios correspondentes às espessuras mais comuns.

RELAÇÃO ENTRE FORÇA CENTRÍFUGA E GRAVIDADE

Compara-se a ação das várias turbinas, relacionando à gravidade a força centrífuga que podem exercer sobre a massa a ser turbinada.

A gravidade exerce uma força igual ao peso: $p = mg$. A força centrífuga tem o seguinte valor:

$$F = m\omega^2 R_m.$$

Portanto, a relação procurada G tem o valor:

$$G = \frac{F}{p} = \frac{m\omega^2 R_m}{mg} = \frac{4\pi^2 n^2}{60^2 \times 9{,}8} \cdot R_m = 1\,119\left(\frac{n}{1\,000}\right)^2 R_m \qquad (36.17)$$

R_m = raio médio equivalente, em metro.

EXEMPLO. — Para uma turbina de 48" com camada de 8", girando a 1 500 rpm, a relação G é:

$$G = 1\,119 \times 2{,}25 \times 0{,}515 = 1297.$$

CICLO

Não se deve supor que o funcionamento à velocidade de operação seja o único fator importante durante a turbinagem. As outras fases da turbinagem ocupam uma parte considerável do ciclo das operações, mais considerável nas primeiras massas do que nos produtos de baixa pureza, e mais considerável quanto mais rápido for o ciclo.

Segue a sucessão das operações dum ciclo completo, em massa de 1.ª:

Arranque e carregamento	1 min	
Secagem na operação e lavagens	0	40 s
Freamento elétrico	0	15 „
Freamento mecânico	0	10 „
Descarga	0	20 „
Ciclo completo	2 min	25 „

Evidentemente, a operação à velocidade normal toma uma parte maior do ciclo na turbinagem dos produtos de baixa pureza, muito mais demorada e difícil.

É possível calcular, de acordo com a velocidade das turbinas:

QUADRO 36.6

Durações de turbinagem

Massas cozidas *A*	2 a 6 minutos
„ „ *B*	4 „ 10 „
„ „ *C*	10 „ 45 „

Os fatores que influenciam a duração da turbinagem são:

a) A viscosidade da massa cozida, isto é, suas características próprias, mas, principalmente, sua temperatura e sua pureza (massas cozidas *A*, *B* ou *C*).

b) A regularidade dos cristais e seu tamanho.

c) A rapidez do arranque da turbina, isto é, o tempo necessário para chegar à sua velocidade de operação.

d) A força centrífuga desenvolvida com a velocidade de operação.

e) A rapidez do freamento e da descarga.

Além disso, as lavagens com água e vapor podem aumentar o ciclo.

O tempo perdido que exerce a influência mais desfavorável sobre a capacidade é a fase (*e*), isto é, o período de redução de velocidade. Com efeito, embora o arranque tome praticamente o mesmo tempo, constitui, entretanto, uma fase útil, porque, desde o início da carga e da aceleração, a vazão do mel expulso é considerável. O período de redução de velocidade é, pelo contrário, um tempo perdido, sem efeito útil. A pequena capacidade de certas turbinas é, por isso, simplesmente ocasionada pelo seu freamento deficiente.

CAPACIDADE

A capacidade de trabalho ou de produção de açúcar duma turbina depende de dois fatores principais:

A) Conteúdo da cesta em volume de massa cozida.

B) Duração do ciclo.

A) Conteúdo da cesta em massa cozida

O conteúdo da cesta, ou se calcula em litros de massa cozida, ou em quilogramas de açúcar. Como a quantidade de açúcar a ser obtida duma massa cozida é bastante variável (cf. p. 757), é preferível calcular o conteúdo em massa cozida, quando se comparam turbinas entre si, sendo possível calcular o açúcar, quando se deseja saber a produção da turbina em açúcar.

A forma da cesta é praticamente sempre a mesma (fig. 36.7). O fundo é freqüentemente chato, principalmente nas turbinas com descarga por descarregador, e o rebordo superior às vezes também é chato. Apenas as turbinas sem fundo, com descarga natural (fig. 36.8), possuem um fundo com um ângulo α muito grande. Para a forma clássica da figura 36.6, o volume de massa cozida depende principalmente:

a) da superfície de tela da turbina;

b) da espessura da camada de massa cozida.

As turbinas são calculadas para receber uma camada de massa cozida

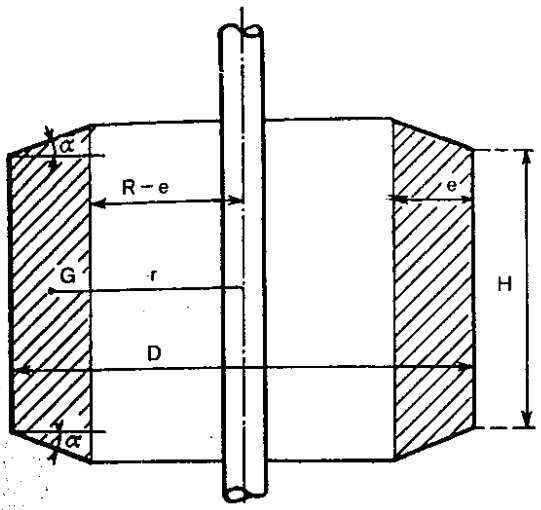


FIG. 36.7. — Conteúdo da cesta (fundo em forma de tronco de cone).

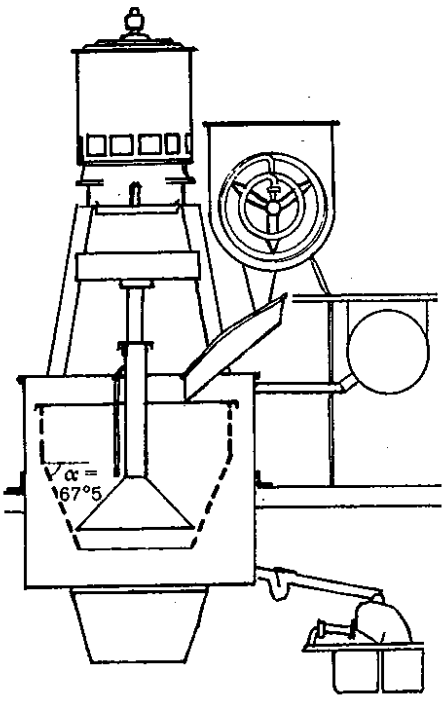


FIG. 36.8. — Turbina com descarga natural (B.M.A.).

proporcional a seu diâmetro. Os fabricantes geralmente admitem uma camada com espessura máxima igual a 14 ou 15% do diâmetro. Como sempre se deixa uma margem de segurança para a carga, é preciso calcular nos projetos um máximo de 14% para os cálculos de potência e de resistência e uma média de 10 a 12% para os cálculos de capacidade:

$$e_M = 0{,}28R = 0{,}14D \tag{36.18}$$

$$e_m = 0{,}20R = 0{,}10D \tag{36.19}$$

e_M = camada máxima de massa cozida;
e_m = " média de massa cozida;
R = raio interno da cesta;
D = diâmetro interno da cesta.

Aliás, esta camada média é aproximadamente válida apenas para as massas cozidas *A* de turbinagem fácil. Com os produtos de baixa pureza, geralmente é a possibilidade de turbinar que determina a espessura da camada de massa cozida a ser introduzida na turbina. Esta camada, muitas vezes, é reduzida à metade da espessura correspondente ao rebordo da turbina, e mesmo a menos.

O volume de massa cozida introduzido na turbina apresenta o seguinte valor:

$$V = \pi e\left[H(D-e) + e \cdot \operatorname{tg}\alpha\left(D - \frac{4e}{3}\right)\right] \quad \text{(rebordos cônicos)} \qquad (36.20)$$

$$V = \pi e\left[H(D-e) + e \operatorname{tg}\alpha\left(\frac{D}{2} - \frac{2e}{3}\right)\right] \quad \text{(fundo chato)} \qquad (36.21)$$

$$V = \pi e H(D-e) \quad \text{(os 2 rebordos chatos)} \qquad (36.22)$$

Este valor é facilmente obtido pela aplicação do teorema de Guldin.

V = volume de massa cozida correspondente a uma espessura e de m.c., em dm³;
e = espessura da camada de massa cozida, em decímetros;
H = altura interna da cesta, em decímetros;
D = diâmetro interno da cesta, em decímetros;
α = ângulo dos rebordos da cesta com um plano horizontal.

Nas turbinas com rebordos inclinados, tg α é de cerca de 0,3. Porém, a maioria das turbinas atuais possui fundo e rebordo chatos (tg $\alpha = 0$).

Dando a e os valores 0,12 D e 0,14 D, obtém-se: (ver quadro 36.7).

QUADRO 36.7

Conteúdo das turbinas em litros de massa cozida

Dimensões $D \times H$ da turbina R. I. = rebordos inclinados (36,20) F.C. = fundo chato (36,21)		*Volume máximo de m. c. em litros*	
		Teórico ($e = 0{,}14\ D$)	*Prático* ($e = 0{,}12\ D$)
40" × 20" = 1 015 × 510 mm	R.I.	214	186
40" × 24" = 1 015 × 610 "	F.C.	246	215
40" × 30" = 1 015 × 760 "	F.C.	305	267
42" × 20" = 1 065 × 510 mm	R.I.	237	206
42" × 24" = 1 065 × 610 "	F.C.	272	237
42" × 30" = 1 065 × 760 "	F.C.	337	295
48" × 24" = 1 220 × 610 mm	F.C.	356	311
48" × 30" = 1 220 × 760 "	F.C.	442	386
48" × 36" = 1 220 × 915 "	F.C.	528	461
54" × 42" = 1 370 × 1 065 mm	F.C.	778	681

Verifica-se facilmente que as duas colunas deste quadro correspondem às fórmulas:

	Rebordos inclinados	*Fundo chato*	
Volume teórico:	$V_t = 410D^2H$	$V_t = 390D^2H$	(36.23)
Volume prático:	$V_p = 355D^2H$	$V_p = 340D^2H$	(36.24)

V_t = conteúdo máximo teórico da turbina, em litros de massa cozida;
V_p = „ „ prático „ „ „ „ „ „ „
D = diâmetro da cesta, em metro;
H = altura da cesta, em metro.

B) **Duração do ciclo**

Já foram vistos (p. 789) os fatores que influenciam a duração do ciclo. Dividem-se em dois grupos: os que dependem da turbina e os que dependem da massa cozida. Os que dependem da turbina são:

a) A força centrífuga desenvolvida à velocidade de operação.
b) A rapidez do arranque.
c) „ „ „ freamento e da descarga.

O primeiro fator, a força centrífuga (e, conseqüentemente, a velocidade de operação), é o mais importante, principalmente para os produtos de baixa pureza. A fórmula (36.15) mostra que o ciclo diminui à medida que esta força aumenta. Porém, a força centrífuga é o resultado de dois elementos: D e n, este último ao quadrado. Estes dois fatores opõem-se aos dois outros (*b*) e (*c*). Quando D e n aumentam, só é possível reduzir o tempo de arranque em prejuízo da potência. Só a descarga é praticamente independente das dimensões e da velocidade: é praticamente constante e dura cerca de 30 segundos.

Considerando as turbinas com fundo chato, a fórmula (36.24) nos fornece:

$$Y = N \cdot V_p = 340 D^2 H N \qquad (36.25)$$

Y = litros de massa cozida tratados por hora;
D = diâmetro da cesta da turbina, em metro;
H = altura da cesta da turbina, em metro;
N = número de ciclos por hora.

Para deduzir destas capacidades em litros de massa cozida, as capacidades em kg de açúcar, é preciso multiplicá-las pelos rendimentos R_1, R_R ou R_C da página 757 (divididos por 1 000) ou, melhor ainda, pelos rendimentos exatos obtidos na usina considerada.

QUADRO 36.8

Capacidade das turbinas em litros de massa cozida por hora

$D \times H$"	$D \times H$ mm	D^2H dm³	$\frac{340}{D^2H}$ dm³	*Número de ciclos por hora*											
				2	4	6	8	10	12	15	18	20	22	25	30
40 × 20	1 015 × 510	524	178	357	713	1 070	1 426	1 783	2 140	2 675	3 209	3 566	3 923	4 457	5 349
40 × 24	1 015 × 610	629	214	428	856	1 284	1 712	2 140	2 567	3 209	3 851	4 279	4 707	5 349	6 418
40 × 30	1 015 × 760	787	267	535	1 070	1 605	2 140	2 674	3 209	4 012	4 814	5 349	5 884	6 686	8 023
42 × 20	1 065 × 510	578	197	393	786	1 179	1 573	1 966	2 359	2 948	3 538	3 931	4 324	4 914	5 897
42 × 24	1 065 × 610	694	236	472	944	1 415	1 887	2 359	2 831	3 538	4 246	4 718	5 189	5 897	7 076
42 × 30	1 065 × 760	867	295	590	1 179	1 769	2 359	2 948	3 538	4 423	5 307	5 897	6 487	7 371	8 845
48 × 30	1 220 × 760	1 133	385	770	1 540	2 311	3 081	3 851	4 621	5 777	6 932	7 702	8 472	9 628	11 553
48 × 36	1 220 × 915	1 359	462	924	1 849	2 773	3 697	4 621	5 546	6 932	8 318	9 243	10 167	11 553	13 864
54 × 42	1 370 × 1 065	2 007	682	1 365	2 729	4 094	5 459	6 824	8 188	10 235	12 283	13 647	15 012	17 059	20 471

Superfície de tela

Certos países medem, às vezes, a capacidade da turbinagem duma usina pela superfície de telas de suas turbinas. Este processo, evidentemente, é aproximado, porque não leva em conta nem o conteúdo exato, nem a velocidade e nem o número de ciclos por hora das turbinas. Equivale à substituição da fórmula 36.25 por uma fórmula do tipo: $C = k \cdot DH$.

Eis a superfície de tela das várias dimensões de turbinas:

QUADRO 36.9

Superfícies de tela das turbinas

Dimensões em polegadas	*Dimensões em mm*	*Superfície de tela, em m²*
40" × 20"	1 015 × 510 mm	1,62 m²
40" × 24"	1 015 × 610 „	1,95 „
40" × 30"	1 015 × 760 „	2,43 „
42" × 20"	1 065 × 510 mm	1,70 m²
42" × 24"	1 065 × 610 „	2,04 „
42" × 30"	1 065 × 760 „	2,55 „
48" × 30"	1 220 × 760 mm	2,92 m²
48" × 36"	1 220 × 915 „	3,50 „
54" × 42"	1 370 × 1 065 mm	4,60 „

Com as turbinas antigas, era preciso calcular cerca de 0,20 m²/TCH para os açúcares A e B e 0,30 para o açúcar C. Com as turbinas modernas, os seguintes valores são suficientes:

0,10 m²/TCH para açúcares A e B
0,10 „ „ „ açúcar C

ou seja, no total: 0,20 „ „

porém, para conservar uma certa margem, chega-se, freqüentemente, a:

0,12 m²/TCH para A e B
0,13 „ „ „ C

ou seja, no total: 0,25 „ „

Lembramos que estes valores, no entanto, possuem apenas um valor indicativo e aproximado.

MOMENTO DE INÉRCIA

O momento de inércia, cuja definição já foi vista (fórm. 36.9), exerce uma influência importante no cálculo da potência consumida pelas turbinas. O momento de inércia depende do peso das massas que giram e de sua distância até o eixo de rotação. Portanto, varia de acordo com o volume de massa cozida

na turbina e, também, à medida que o mel é expulso durante a turbinagem. Distinguem-se 3 valores principais do momento de inércia.

a) Momento de inércia da turbina vazia.

b) „ „ „ „ „ cheia de massa cozida, imediatamente após a carga.

c) Momento de inércia da turbina cheia de açúcar, no final da turbinagem.

Além disso, o peso das massas que giram não é o mesmo para todas as turbinas com as mesmas dimensões. Com efeito, há uma diferença de fabricação entre uma cesta que deve resistir a uma força centrífuga de 500 vezes a força da gravidade e uma cesta que deve resistir a 1 200 vezes a força da gravidade: emprega-se aço mais resistente, aumenta-se a espessura do metal e o número de anéis etc.

Conseqüentemente, o momento de inércia depende não somente das dimensões da turbina, mas também da velocidade para a qual foi construída e do volume de massa cozida contida.

Finalmente, as turbinas com fundo muito inclinado para descarga natural possuem cestas diferentes das turbinas com fundo chato e, conseqüentemente, momentos de inércia diferentes.

O quadro 36.10 fornece os momentos de inércia em m²/kg de peso.

QUADRO 36.10

Momento de inércia das turbinas

Dimensões em polegadas	*Dimensões em mm*	*Velocidade em rpm*	*Momento de inércia em m²/kg de peso*		
			Vazia	*Carregada*	*Final*
40" × 20"	1 015 × 510	1 000	5,5	11,4	10
40" × 24"	1 015 × 610	1 500	9	17	15,5
40" × 30"	1 015 × 760	1 500	10	20	18
42" × 20"	1 065 × 510	1 500	10	17	14
42" × 24"	1 065 × 610	1 500	11	20	16
42" × 30"	1 065 × 760	1 500	12,5	23	20
48" × 30"	1 220 × 760	1 300	22,2	39,6	32,8
48" × 36"	1 220 × 915	1 300	25	44	37
54" × 42"	1 370 × 1 065	1 200	43,9	82,2	69,6

Variação do momento de inércia. — O momento de inércia depende do fato da turbina estar vazia, carregada com massa ou cheia de açúcar.

É interessante saber como estes momentos de inércia variam com as características da turbina. Primeiramente, examinar-se-á em que medida dependem de suas dimensões e de sua velocidade, o que se reflete sobre sua construção e sua inércia.

Fadiga da cesta. — O elemento mais importante do momento de inércia da turbina vazia é a cesta. Ora, a espessura da chapa com a qual é fabricada

ou, preferivelmente, a resistência do conjunto chapas-anéis deve corresponder aos esforços que ela deve suportar.

Seja M a massa total da cesta e da massa cozida total para a qual deve ser calculada. O esforço exercido scbre a parede da cesta tem o valor de:

$$F_r = M\omega^2 r \tag{36.26}$$

Este esforço é distribuído sobre toda a superfície da parede. Conseqüentemente, a pressão por cm² de parede é de:

$$p = \frac{M\omega^2 r}{\pi DH} \tag{36.27}$$

Do ponto de vista considerado (lei de variação do peso da cesta), é possível supor, da mesma forma, que a cesta é constituída por uma chapa com espessura uniforme, sem perfurações e sem anéis. Neste caso, se f é o esforço máximo admitido para o metal utilizado, tem-se (fig. 36.9):

$$e = \frac{pD}{2f} \tag{36.28}$$

e = espessura do metal.

Ou:

$$e = \frac{M\omega^2 r \cdot D}{2\pi DH \cdot f} = \frac{M\omega^2 r}{2\pi Hf} \tag{36.29}$$

Porém, M é proporcional a D^2H (cf. fórms. 36.23 e 24), no que se refere à massa cozida constituindo a parte principal. Designando por k e k_1 os coeficientes numéricos, obtém-se:

$$e = k \cdot \frac{D^2 Hn^2 D}{Hf} = k_1 \cdot D^3 n^2 \tag{36.30}$$

Observa-se que a espessura da cesta deveria variar de acordo com D^3n^2. A massa m da cesta deveria então ser proporcional a seu volume de metal:

$$m = k_2 \cdot \pi DHe = k_3 \cdot \pi DH \cdot D^3 n^2 = k_4 \cdot D^4 Hn^2$$

e seu momento de inércia I_p a:

$$I_p = m \cdot D^2 = k_4 \cdot D^6 Hn^2 \tag{36.31}$$

Na realidade, o momento de inércia da turbina vazia varia muito menos rapidamente em função de cada um dos três fatores D, H e n. Isto se deve ao fato de que o motor, o eixo e as peças, com exceção da cesta, não precisam resistir à força centrífuga exercida pela massa cozida e também ao fato de que, à medida que a pressão originada por esta força aumenta, os fabricantes empregam aços cada vez mais resistentes, portanto mais caros, porém aliviando a cesta. Finalmente, o momento de inércia da turbina vazia aumenta apenas com a fórmula:

$$I_p = 7nD^5\sqrt{H} \tag{36.32}$$

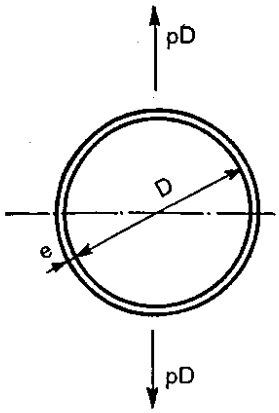


FIG. 36.9. — Fadiga da cesta.

Momento de inércia da massa cozida ou do açúcar. — A massa turbinada é proporcional a D^2H (cf. fórms. 36.23 e 24). Seu momento de inércia I_s é, portanto, proporcional a:

$$I_s = k \cdot D^2H \cdot D^2 = k \cdot D^4H$$

e, na realidade, a:

$$I_s = 9D^4H \tag{36.33}$$

Momento de inércia total na secagem. — O momento total durante a secagem é de:

$$I = I_p + I_s = 7D^4H\left(\frac{nD}{\sqrt{H}} + 1{,}3\right) \tag{36.34}$$

Para estes valores, D e H são calculados em metro, I em metros quadrados quilogramas-peso e n em milhares de rpm.

POTENCIA DAS TURBINAS

Há dois tipos de potência a serem considerados nas turbinas:

a) A potência no arranque, ou potência desenvolvida durante o período de aceleração: P_a.

b) A potência durante a operação: P_r.

Evidentemente, esta última é menos importante que a primeira, porque corresponde apenas à manutenção da velocidade, enquanto a potência do arranque corresponde ao gasto de energia necessário para fazer passar a turbina da imobilidade à velocidade de operação, dando-lhe uma força cinética considerável.

A. **Período de aceleração.** — O teorema das forças cinéticas (cf. p. 784) fornece:

$$T_\alpha = \frac{I\omega^2}{2} = \rho \cdot \int_0^t P_a \cdot dt \tag{36.35}$$

T_α = trabalho correspondente ao período de aceleração;
ρ = rendimento;
t = tempo = duração do período de aceleração.

Ou, supondo a potência constante e igual à potência média para o período de aceleração:

$$\frac{I\omega^2}{2} = \rho \cdot P_a \cdot t \tag{36.36}$$

ou:

$$P_a = k \cdot \frac{In^2}{t} \tag{36.37}$$

k = coeficiente numérico.

Substituindo I pelo seu valor extraído da fórmula (36.34), que corresponde ao seu valor médio no período de aceleração, segue-se:

$$P_a = k \cdot \frac{D^4 H n^2}{t}\left(\frac{nD}{\sqrt{H}} + 1{,}3\right) \tag{36.38}$$

Na prática, pode-se tomar:

$$P_a = 0{,}4\,\frac{D^4 H n^2}{t}\left(\frac{nD}{\sqrt{H}} + 1{,}3\right) \tag{36.39}$$

P_α = potência absorvida pela turbina no período de aceleração, em CV (seria obtida em kW substituindo 0,4 por 0,3);
D = diâmetro interno da cesta, em metro;
H = altura interna da cesta, em metro;
n = velocidade de rotação durante a operação, em milhares de rpm;
t = duração do período de aceleração, em minutos.

B. **Período de operação.** — Durante a operação, é possível adotar o seguinte valor para o torque das resistências passivas:

$$C = D^4 H n(1 + 4n) \tag{36.40}$$

C = torque das resistências passivas, em metros-quilogramas;
D = diâmetro da cesta, em metro;
H = altura da cesta, em metro;
n = velocidade de operação, em milhares de rpm.

Donde a potência de operação:

$$P_r = \frac{C\omega}{75} = D^4 H n(1 + 4n)\,\frac{105n}{75}$$

ou:

$$P_r = 1{,}4 D^4 H n^2(1 + 4n) \tag{36.41}$$

P_r = potência absorvida durante a operação, em CV (seria obtida em kW, substituindo 1,4 por 1).

Potência e capacidade

Da fórmula (36.15) é possível deduzir:

$$N = k \cdot n^2 D \tag{36.42}$$

N = número de ciclos por hora.

Entretanto, esta fórmula apenas é realmente válida para o período de operação. Pelo contrário, o tempo de arranque seria desfavoravelmente influenciado por n e por D; de modo mais exato, a fórmula (36.39) demonstra que, para alcançar com uma turbina de diâmetro maior apenas a mesma duração t de arranque, é preciso gastar uma potência $P\alpha$ mais que proporcional a D_4: isto comprova a grande influência do diâmetro. O mesmo ocorre com o freamento. A descarga é praticamente a mesma em todos os casos. Como o período de operação é muito prolongado na turbinagem de produtos de baixa pureza, é possível considerar a fórmula (36.42) como sendo aproximadamente válida para este caso. Aproximando-a da fórmula (36.25), esta se torna:

$$Y = k \cdot D^3 H n^2 \tag{36.43}$$

A potência consumida por kg de massa cozida tratada, ou por kg de açúcar produzido, é então:

a) Arranque:

$$\frac{P_a}{Y} = k' \cdot \frac{D^4 H n^2}{D^3 H n^2 t} \cdot \left(\frac{nD}{\sqrt{H}} + 1{,}3\right) = k' \cdot \frac{D}{t}\left(\frac{nD}{\sqrt{H}} + 1{,}3\right) \tag{36.44}$$

b) Operação:

$$\frac{P_r}{Y} = k'' \cdot \frac{D^4 H n^2}{D^3 H n^2}(1 + 4n) = k'' \cdot D(1 + 4n) \tag{36.45}$$

Observa-se que a potência consumida por kg de açúcar aumenta com o diâmetro da turbina e, numa medida menor, com a velocidade.

A lei de progressão da potência específica com D e, numa medida menor, com n é ainda mais importante para os açúcares A e B.

Por outro lado, a altura H não intervém: capacidade e potência são praticamente proporcionais a H. Por isso é importante escolher a turbina com a maior altura possível para seu diâmetro.

Além de sua influência sobre a capacidade, o diâmetro apresenta uma vantagem. Como a corrente alternada de 50 fases estabelece quase sempre a velocidade a 1 500 rpm, somente pelo diâmetro pode ser aumentada a força centrífuga. Por isso, os grandes diâmetros são importantes, pelo menos para os produtos de baixa pureza, evidentemente sob a condição de manter 1 500 rpm. Para os açúcares A e B, a força centrífuga desenvolvida a 1 200 ou 1 300 rpm é suficiente, mesmo para 42″.

Valores comuns da potência de operação

A aplicação da fórmula (36.41) conduz ao quadro seguinte:

QUADRO 36.11

Potência de operação das turbinas, em CV

Dimensões em polegadas	*Dimensões em mm*	*Velocidade em rpm*		
		1 000	1 500	2 000
40" × 20"	1 015 × 510	3,8	11,9	27,2
40" × 24"	1 015 × 610	4,5	14,2	32,6
40" × 30"	1 015 × 760	5,7	17,9	40,9
42" × 20"	1 065 × 510	4,6	14,4	
42" × 24"	1 065 × 610	5,5	17,3	
42" × 30"	1 065 × 760	6,9	21,8	
48" × 30"	1 220 × 760	11,8	37,1	
48" × 36"	1 220 × 915	14,1	44,5	
54" × 42"	1 370 × 1 065	26,4	83,3	

TURBINAS ELÉTRICAS

Há 3 maneiras clássicas de acionamento das turbinas: o acionamento hidráulico, o acionamento por correia e o acionamento por motor elétrico. O acionamento por correia desapareceu quase completamente, o acionamento hidráulico, antigamente o mais difundido, hoje é utilizado apenas numa parte ínfima das instalações novas. Por isso, somente serão examinadas as turbinas elétricas.

Acoplamento. — São movidas por um motor elétrico vertical cujo centro coincide com o centro do eixo da turbina, acionando-o ou por acoplamento direto, ou por meio duma embreagem com fricção ou por acoplamento hidráulico. A embreagem com fricção, cujas lonas de freio se desgastavam rapidamente, não é mais fabricada. O acoplamento hidráulico compreendia uma roda motriz fixada ao motor e girando contra uma roda receptora fixada ao eixo, empregando óleo para assegurar uma ligação flexível. Este sistema de acoplamento teve um êxito muito grande até 1955, sendo chamado "fluid drive", porém o consumo de potência era elevado, cerca de 13 kWh por tonelada de açúcar, ou seja, mais que o dobro do consumo normal, ocasionando isto seu abandono. O acionamento direto está praticamente generalizado hoje em dia.

Motores elétricos de turbinas. — Há dois sistemas principais de acionamento das turbinas elétricas:

1.º Por motor assíncrono trifásico. É um motor cujo rotor é, às vezes, enrolado, mas, geralmente, possui induzido em curto-circuito. Este último sistema distingue-se por sua simplicidade e resistência.

2.º Por sistema Ward-Leonard. O motor da turbina é um motor com corrente contínua alimentado por um grupo conversor que, por sua vez, é alimentado pela rede alternada trifásica da usina. Esta solução é muito empregada, pois apresenta várias vantagens:

a) Escolha da velocidade de rotação da turbina, independentemente da freqüência da rede alternada da usina. Não há mais obrigação de ficar em 1 500 rpm.

b) Controle muito exato da velocidade, portanto do ciclo da secagem.

c) Consumo de potência e máximas de intensidade mínimos: nas turbinas de 48″ × 30″ = 1 220 × 760 mm, a 1 200 rpm, é possível chegar a menos de 5 kWh por tonelada de açúcar produzido (cerca de 4,75 kWh/t).

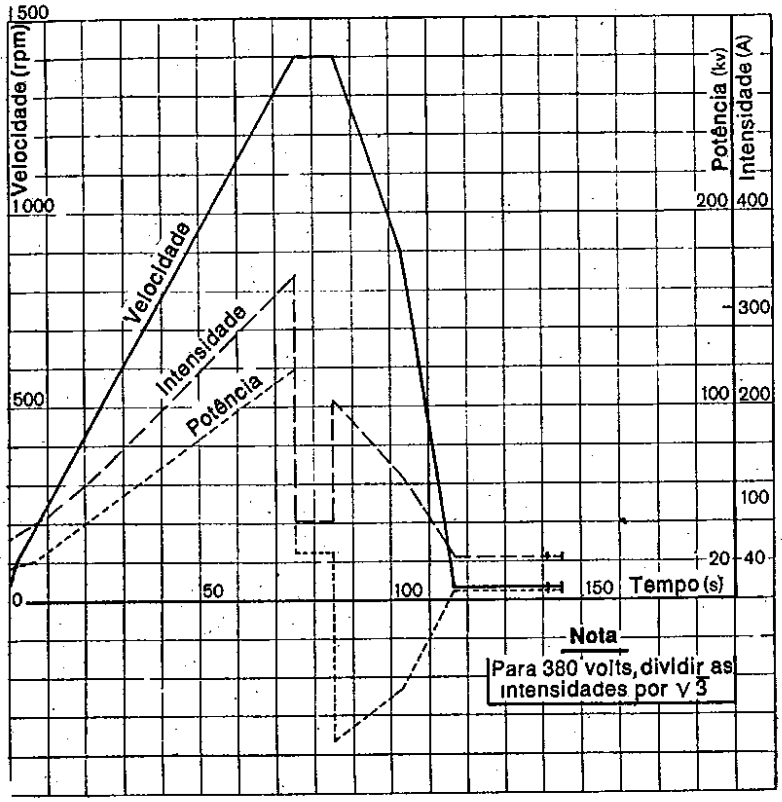


FIG. 36.10. — Ciclo de turbina "Compact 220", 1 220 × 762 mm, 1 400 rpm, 25 operações por hora. Grupo Ward-Leonard CV7 (Fives-Lille Cail).

Recuperação e freamento elétrico. — Uma das características interessantes das turbinas elétricas é permitir, graças ao freamento elétrico, uma recuperação parcial da energia consumida (fig. 36.10). Com corrente alternada, efetua-se por meio dum motor com polaridade dupla, capaz de trabalhar com a metade do número de polos normalmente necessários. Este motor gira, por exemplo, a 1 500 rpm (4 pólos) ou 750 rpm (8 pólos) e, passando-o de repente de 4 a 8 pólos, ele fornecerá energia à rede até que sua velocidade tenha diminuído a 750 rpm.

Na prática, este freamento elétrico apenas é eficiente até cerca de 60% da velocidade normal. Aliás, isto corresponde a mais da metade da energia acumulada, ou seja:

$$1^2 - 0{,}6^2 = 0{,}64$$

Observa-se que a recuperação assim obtida representa apenas uma pequena parte da energia total. Nem por isso é menos interessante.

Com corrente contínua e, principalmente, com o sistema Ward-Leonard, é possível recuperar uma fração ainda maior da energia total acumulada (fig. 36.10).

Condições de funcionamento dos motores elétricos de turbinas

O rendimento dos motores elétricos das turbinas descontínuas é insatisfatório, porque funcionam alternadamente em período de aceleração e em período de operação; não existem motores que forneçam um bom rendimento, em condições tão diferentes.

Os mesmos inconvenientes se repetem no que se refere ao cos φ. Durante um breve momento do período de arranque chega a 0,80 ou 0,90, porém, durante o período de operação, cai a 0,40 ou 0,50. Com efeito, neste momento a potência do motor é bem superior à suficiente para manter a velocidade. (A propósito do cos φ, cf. p. 1089)

Portanto, é conveniente não efetuar arranques rápidos demais. É preciso encontrar um meio-termo entre o motor muito potente, que arranca rapidamente e que apresenta um rendimento e um cos φ em operação insatisfatórios, e o motor fraco demais, que perde muito tempo no arranque.

Para os açúcares A e B, é conveniente ter motores um pouco mais potentes, pois devem arrancar quase constantemente. Para os produtos de baixa pureza, pelo contrário, é melhor preocupar-se com o cos φ, devido ao longo período de funcionamento operacional.

Por outro lado, a potência do motor elétrico é limitada pelo seu aquecimento. Sendo capaz de fornecer 50 CV em funcionamento contínuo, poderá, por exemplo, fornecer 60 CV, se houver uma parada de 30 segundos a cada 3 ou 4 minutos. Inversamente, um motor que fornece um máximo a pequenos intervalos é obrigado a fornecer durante o tempo restante uma potência inferior à potência média contínua da qual é capaz, para não ultrapassar sua temperatura máxima.

Ora, os motores de turbina trabalham justamente de modo bastante descontínuo; fornecem um máximo para o arranque, continuam durante algum tempo em operação e entram, a seguir, num período de repouso, que corresponde ao freamento e à descarga. Portanto, o motor a ser utilizado depende da duração do ciclo e das condições de arranque que devem ser efetuadas. Mais adiante (p. 803), será examinado como o motor deve ser calculado, em função destas várias exigências.

Correção do fator de potência

Em uma usina eletrificada, o setor da turbinagem geralmente ocasiona a maior diminuição do cos φ, por causa das condições anormais de funcionamento de seus motores.

Em Puunene, no Havaí (FAS, 1932, p. 492), o fator de potência foi medido em uma série de 15 turbinas de 42" × 24", com corrente trifásica, 60 ciclos, 440 V, com motores de 2 velocidades, 1 200/600 rpm, consumindo 30 CV no arranque e 5 CV durante a operação. Constatou-se o cos $\varphi = 0{,}442$ para o período de operação. Instalando nos motores condensadores estáticos trifásicos de 10 kVA, foi possível aumentar o cos φ a 0,876 para o mesmo período. Desta maneira, a corrente total por motor foi reduzida de 23,15 A a 11,7 A, ou seja, obteve-se uma economia de 50%.

Velocidade de carga e de descarga

A alimentação da turbina com massa cozida é efetuada quando a velocidade está entre 100 e 350 rpm, preferivelmente a cerca de 240 rpm; a descarga efetua-se com o descarregador entre 30 e 60 rpm, preferivelmente a cerca de 35 rpm.

A firma Broadbent fornece motores elétricos que podem girar a 5 velocidades diferentes, das quais 3 são fixas e 2 ajustáveis a carga e descarga (ISJ, março 1965, p. 93).

Características particulares das turbinas elétricas

Se bem que as turbinas elétricas sejam, hoje em dia, utilizadas de modo praticamente universal, não apresentam apenas vantagens. Exigem de seu motor condições de funcionamento contraditórias, porque estas condições não podem ser, ao mesmo tempo, ótimas para o arranque e para o regime operacional. Portanto, o motor resulta dum meio-termo cujo efeito mais notável é a redução do cos φ. Entretanto, este inconveniente pode ser corrigido de várias maneiras.

As turbinas elétricas são bastante caras, porque exigem o mesmo número de motores que de turbinas. Porém, cada turbina é independente, formando por si mesma um todo. Isto permite instalá-las e distribuí-las facilmente. Havendo um problema com um motor, apenas uma turbina pára. Isto representa um fator de segurança.

O motor individual possibilitou operações mais aperfeiçoadas, açúcares mais bonitos e capacidades maiores. A manutenção é insignificante: as quebras, paradas e substituições de motores são raras.

A automatização total diminui os custos de mão-de-obra. Todas estas vantagens fizeram com que praticamente alcançassem o monopólio. Seu único concorrente real é uma outra turbina elétrica: a turbina contínua, que deve ser aperfeiçoada e substituir pouco a pouco a turbina descontínua.

Escolha do motor das turbinas elétricas

Há três elementos, que devem ser considerados nesta escolha:

1.º **Velocidade.** — Como a corrente disponível é geralmente corrente alternada, o número de velocidades possíveis se limita a 2, tratando-se de motores assíncronos. Para as normas européias, correspondendo ao trifásico com 50 ciclos, são: 1 000 e 1 500 rpm. Atualmente, a velocidade de 1 000 rpm está ultrapassada, o que não deixa mais escolha para as turbinas com motor assíncrono. Para as normas americanas, correspondendo ao trifásico com 60 ciclos, as velocidades possíveis são 1 200 e 1 800 rpm, sendo as duas aceitáveis, 1 200 para os diâmetros grandes, 1 800 para as turbinas de 40"; neste último caso, a força centrífuga e o poder de separação são excepcionais.

Havendo necessidade de velocidades intermediárias, é preciso recorrer ao sistema Ward-Leonard, que possibilita também aos fabricantes europeus ultrapassarem as 1 500 rpm obrigatórias e empregarem em todos os casos a velocidade considerada ótima.

Em normas européias, emprega-se:

a) Para açúcares A e B, 1 500 rpm para as turbinas de 42". É possível ficar a 1 200 ou 1 300 rpm, para as turbinas de 48 e 54", embora, em muitos casos, a turbina de 48", a 1 500 rpm, seja preferível.

b) Para produtos de baixa pureza, aconselhamos 1 500 rpm para todas as dimensões; havendo a possibilidade, adota-se velocidade maior para 42".

2.º **Ciclo.** — O ciclo a ser empregado é mais ou menos estabelecido, dum lado pela velocidade escolhida, de outro pela massa cozida a ser tratada. Geralmente, toma-se como base:

18 a 25 operações por hora, para açúcares A e B,
2 a 4 „ „ „ „ produtos de baixa pureza.

Estes valores observam uma margem de segurança.

Os motores devem ser calculados para o número máximo de operações, ou seja:

25 a 30 operações/hora, para açúcares A e B,
6 „ „ „ produtos de baixa pureza.

3.º **Tempo de arranque.** — No caso das massas cozidas *A* e *B*, é conveniente um tempo de arranque mínimo, para aumentar o tempo útil e a capacidade da turbina. Evidentemente, há um limite mínimo a ser observado, imposto pelo aquecimento do motor ou pela intensidade máxima que o motor pode fornecer.

A corrente máxima que um motor pode suportar sem danos é, geralmente, o triplo da corrente média correspondente à potência contínua nominal desse motor.

Para produtos de baixa pureza, é muito mais fácil, porque é preferível arrancar lentamente: um arranque repentino demais provoca uma compactação dos cristais que pode, algumas vezes, obstruir os interstícios de passagem do melaço, quando os cristais não são regulares.

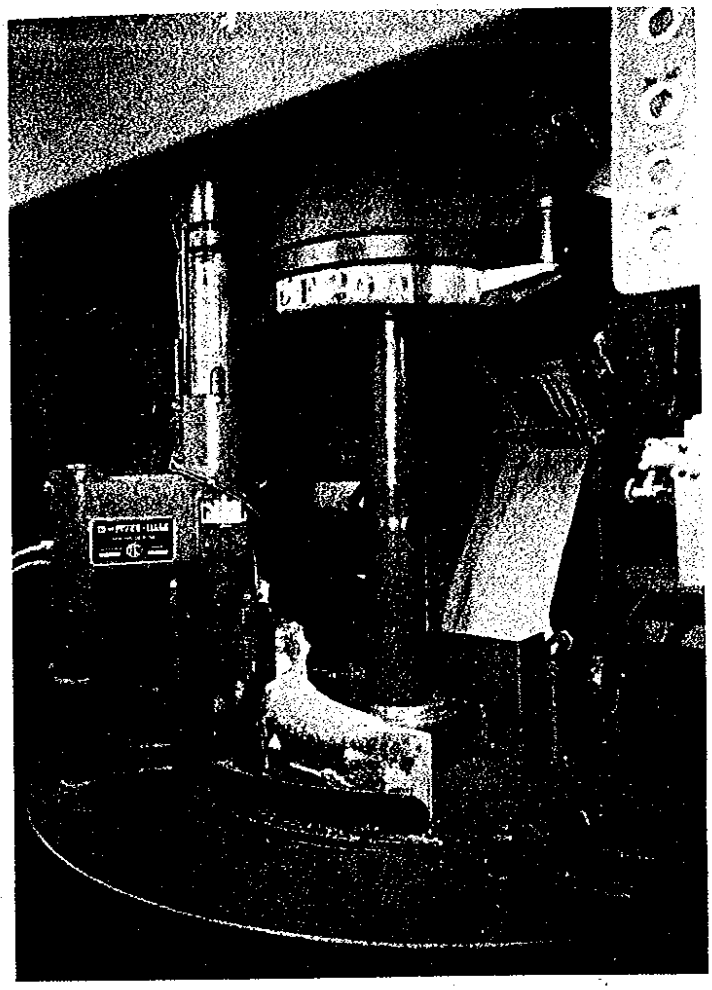


FIG. 36.11. — Descarregador (posição levantada).

Fabricações recentes e tendências atuais

No fim da Segunda Guerra Mundial, todas as operações das turbinas descontínuas ainda eram manuais. Desde aquela época, houve progressos enormes na automatização. Uma primeira etapa consistiu em evitar trabalhos penosos ao operário, especialmente a descarga, agora efetuada com a ajuda de descarregadores (fig. 36.11). Os aparelhos necessários às diferentes operações elementares do ciclo receberam motores auxiliares e o operário tem apenas que dar os impulsos de acionamento nos momentos convenientes, o que, geralmente, se efetua com simples botões interruptores. A seguir, todos estes movimentos foram conectados a um aparelho com dispositivos de contato, minuterias ou relés de tempo, que controlam e efetuam todos os movimentos necessários do ciclo. O

operário das turbinas foi suprimido; um simples fiscal é suficiente. Atualmente, a maioria das turbinas são inteiramente automáticas.

A força motriz é, freqüentemente, o ar comprimido, distribuído por válvulas elétricas. A manobra pneumática pode assim ser aplicada à válvula de alimentação de massa cozida, aos aspersores de água, aos separadores de mel, ao freio mecânico, à válvula cônica do fundo da cesta, às tampas do cofre. Existem até descarregadores que funcionam a ar comprimido ou motor elétrico.

Com a ajuda de parafusos de regulagem e mostradores graduados, é possível determinar e regular os vários períodos do ciclo: arranque, aceleração, operação, parada, descarga. A carga é regulada e o fechamento da válvula de massa cozida é efetuado com um apalpador, regulado de acordo com a camada de massa cozida desejada.

Das fabricações francesas, as mais importantes são atualmente (1967) as turbinas "Compact", da Fives-Lille Cail (fig. 36.12). Não necessitam de armação superior, sendo que o motor é sustentado por um cone que se eleva acima do cofre da turbina. Isto permite economia de instalação e grande estabilidade. O cone se desmonta fácil e rapidamente.

Há duas dimensões principais, correspondendo às seguintes especificações:

QUADRO 36.12

Turbinas "Compact" Fives-Lille Cail

Massa cozida tratada	*Compact* «220» (48" × 30")		*Compact* «410» (54" × 42")	
	A e *B*	Baixa pureza	*A* e *B*	Baixa pureza
Tipo do motor	Ward-Leonard CV7 ou Assíncrono ACV 315	Assíncrono ACV 280	Ward-Leonard CV8 ou Assíncrono ACV 355	Assíncrono ACV 315
Potência do motor, em CV	W.L. CV7 = 90 ACV 315 = 80	50	W.L. CV8 = 150 ACV 355 = 140	80
Dimensões da cesta, em mm	1 220 × 762	1 220 × 762	1 370 × 1 065	1 370 × 1 065
Carga em m. c., em kg	650	400	1 300	800
Número de ciclos por hora	25	6	24	6
Velocidade em rpm	1 300	1 430	1 200	1 430
Prod. de açúcar em 24 h, em t	220		410	

A cesta é de aço inoxidável, os anéis são de uma liga com resistência muito grande. As turbinas são completamente automáticas e reguladas por armários contendo os instrumentos indicadores, relés de tempo e minuterias, com um pequeno quadro na turbina para os eventuais acionamentos manuais de controle e um outro quadro em que aparece um indicador luminoso, em caso de parada, localizando o problema.

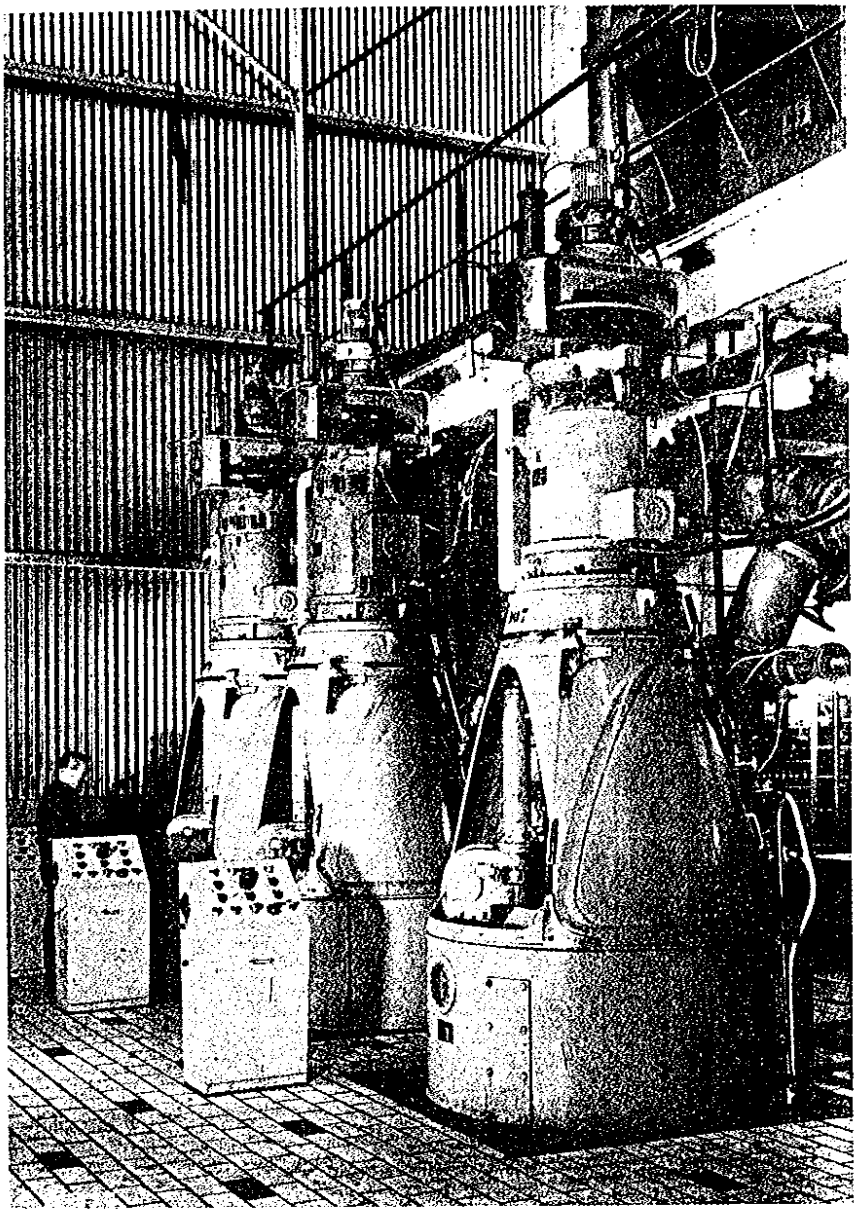


FIG. 36.12 — Série de 3 turbinas "Compact 220" de 1 220 × 762 mm (48" × 30") com acionamento por motor assíncrono (Fives-Lille Cail).

As turbinas duma mesma série são coordenadas por um dispositivo que assegura os intervalos regulares dos ciclos, para evitar arranques ou descargas de açúcar simultâneos e garantir uma curva regular de consumo de potência.

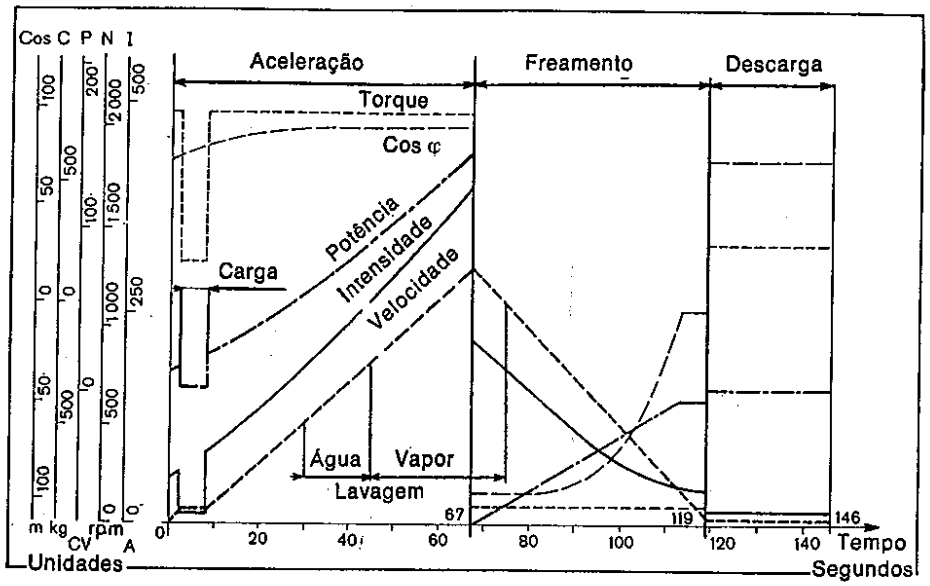


FIG. 36.13. — Ciclo de turbina "Compact 220" de 1 220 × 762 mm. Motor WL. CV. 72, 1 300 rpm, 220 V, 50 ciclos, 24,6 ops./hora. Consumo = 2,57 kWh/t de açúcar A e B; 3,04 kWh/t de açúcar C.

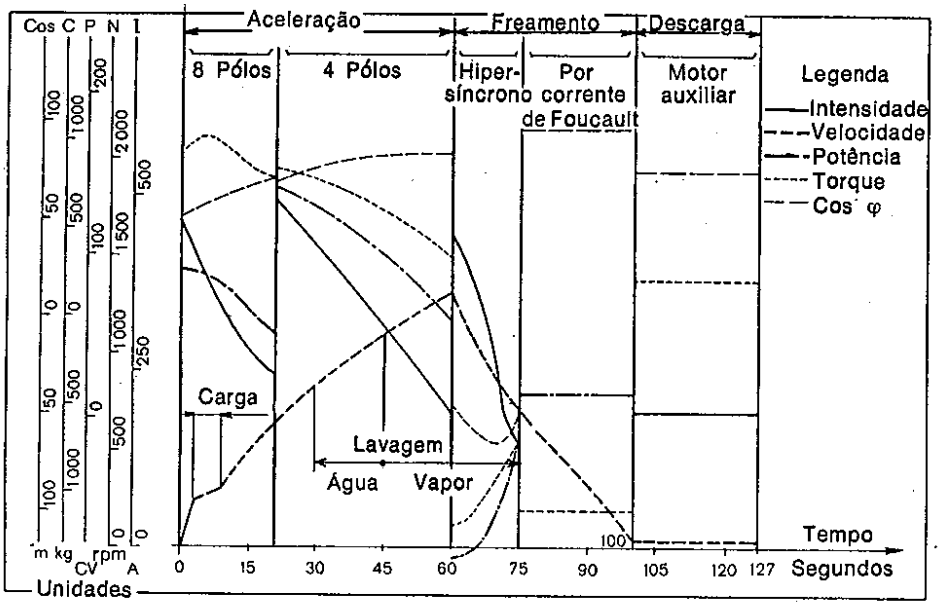


FIG. 36.14. — Ciclo de turbina "Compact 220" de 1 220 × 762 mm. Motor ACV 315, 1 300 rpm. 220 V, 50 ciclos, 28,3 ops./hora. Consumo = 3,97 kWh/t de açúcar A e B; 4,70 kWh/t de açúcar C.

O descarregador é movido por ar comprimido, um único pistão assegura seu movimento vertical e sua rotação. Seu bico descansa fora do cofre durante a carga e a turbinagem. A descarga é efetuada a 40 rpm.

O acionamento pelo conjunto Ward-Leonard é o melhor para o trabalho das massas cozidas *A* e *B*, com um grande número de ciclos por hora. Por outro lado, o motor assíncrono é especialmente aconselhável para os produtos de baixa pureza, por causa de sua superioridade no funcionamento durante a operação. Chapman (PST, Vol. III, p. 242) fornece a energia gasta para cada um destes tipos de acionamento:

Motor assíncrono com 2 velocidades	(3,78 + 0,0103 t)	kWh/t de açúcar
Acionamento Ward-Leonard	(2,75 + 0,0278 t)	„ „ „

t = tempo de secagem em plena velocidade, em segundos.

A Fives-Lille Cail fabrica normalmente os conjuntos Ward-Leonard rotativos, porém com excitação estática da geratriz por servistores e tiristores; este

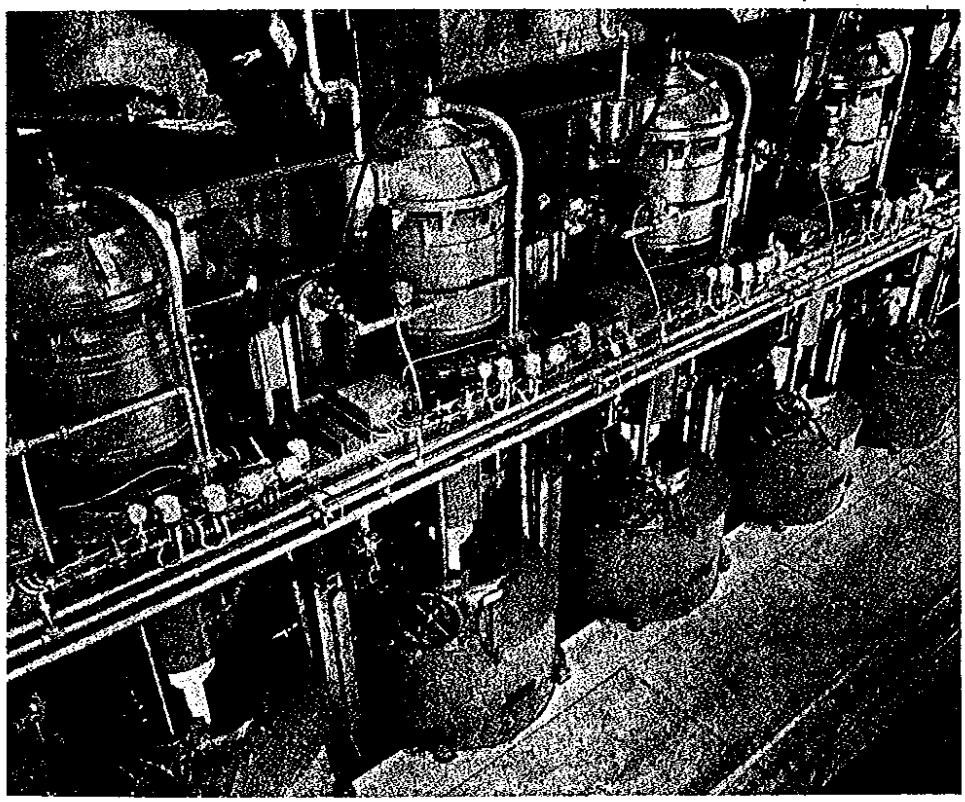


FIG. 36.15. — Turbinas automáticas Roberts de 40" × 30", 1 500 rpm (fabricação Bréguet).

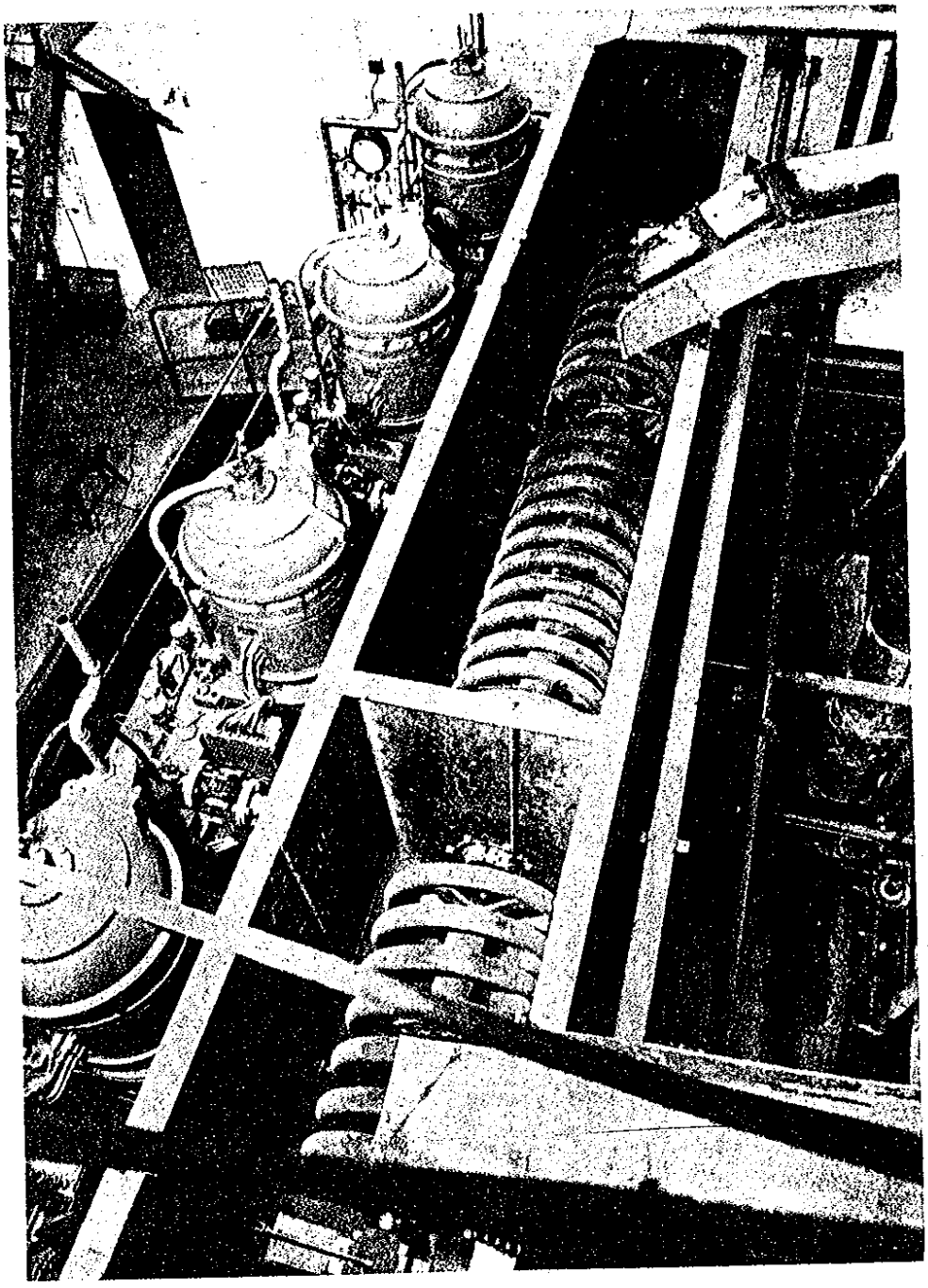


FIG. 36.16. — Turbinas Roberts (fabricação Bréguet). Vista do malaxador-aquecedor Stevens.

fabricante também produz grupos conversores estáticos retificando a corrente alternada pelo intermédio de tiristores e transistores.

As figuras 36.13 e 14 fornecem as variações de velocidade, de potência e de intensidade dum "Compact 220" com a massa cozida *A*, para os dois tipos de acionamento.

Como exemplo de outras fabricações, a mais difundida é a turbina Roberts (Western States) (fig. 36.15). Esta firma fabrica as turbinas representadas no quadro 36.13.

QUADRO 36.13

Turbinas "Roberts" (Western States)

Dimensões da cesta	*Camada de m.c.*	*Capacidade máx. em. m. c. (dm³)*	*Velocidade (rpm)*	*Fator G*	*Ciclo (em s)*	*Ciclos por h*	*Capacidade teórica em l/h de m.c.*
40" × 30"	6"	315	1 150	645	202	18	5 650
40" × 30"	6"	315	1 450	1 026	170	21	6 700
48" × 30"	7"	445	960	542	210	17	7 620
48" × 30"	7"	445	1 160	792	180	20	8 890
48" × 30"	7"	445	1 450	1 238	165	22	9 700
48" × 36"	7"	530	960	542	215	17	8 890
48" × 36"	7"	530	1 160	792	185	19	10 400
54" × 40"	7"	670	860	497	230	16	10 400
54" × 40"	7"	670	960	620	210	17	11 300
54" × 40"	7"	670	1 050	741	190	19	12 600
54" × 40"	7"	670	1 160	905	180	20	13 200

As turbinas de 48" × 30" a 1 450 rpm e de 54" × 40" a 1 160 rpm são, geralmente, construídas para produtos de baixa pureza.

Todas as turbinas do quadro 36.13 podem ser fornecidas completamente automatizadas. Os motores são induzidos em curto-circuito com duas velocidades. A lavagem com água é efetuada sob uma pressão de 3,5 kg/cm², por meio duma rampa com 6, 7 ou 9 aspersores, dos quais cada um verte 0,15 l/s. A lavagem pode ser regulada em 3 a 12 segundos. A descarga é obtida virando a cesta no sentido contrário com um motor independente de 3 CV, o que permite ao fabricante deixar o descarregador dentro da cesta; seu bico entra em ação durante a descarga, porém se retrai durante a secagem. A extremidade do bico é flexível. A velocidade da descarga é de 35 rpm.

A aparelhagem elétrica apresenta numerosos fatores de segurança: os motores são munidos de relés térmicos de sobrecarga; não podem ser postos em alta velocidade sem terem passado pela velocidade baixa; o pequeno motor de descarga com rotação contrária só pode iniciar seu funcionamento depois que o motor principal foi desligado; a descarga só pode ser efetuada depois da lavagem; o aparelho para levantar a válvula cônica inferior e o descarregador são interligados etc.

LAVAGEM

Sob o ponto de vista da turbinagem, é preciso distinguir 3 frações no mel:

a) O excesso de mel, que é a proporção acima daquela estritamente necessária para preencher os espaços entre os cristais. Este excesso produz a fluidez da massa e é facilmente expulso.

b) A proporção estritamente necessária ao preenchimento dos espaços entre os cristais. Deve ser eliminada pela circulação entre os cristais que entram em contato. É mais dificilmente expulsa que a primeira fração.

c) A película de mel em volta dos cristais. É a mais difícil de ser extraída, por causa de sua aderência.

A. **Lavagem com água.** — Por causa desta película, não é possível produzir um açúcar comercial aceitável, sem executar a lavagem. Esta consiste na pulverização de água sobre a camada de açúcar, após a expulsão das duas primeiras frações de mel. A água lava a película e a arrasta. Ao mesmo tempo, dissolve, forçosamente, um pouco de açúcar; portanto, a lavagem fornece um mel com pureza bastante elevada, denominado "mel rico" e que é, às vezes, separado do mel restante, ou "mel pobre", quando a quantidade o justifica. Porém, para não prejudicar a queda de pureza, procura-se reduzir a lavagem a um mínimo; nas turbinas automáticas, lava-se, por exemplo, durante 2 a 8 segundos; 2 a 3 segundos são, muitas vezes, suficientes para melhorar nitidamente a cor e a polarização.

Em Maurício (MSIRI, 1959, p. 93) constatou-se que a polarização do açúcar é melhor quanto mais tarde se efetua a lavagem durante a secagem (30 a 40 segundos depois que a alta velocidade foi alcançada).

Chapman acredita (PST, Vol. III, p. 249) que o melhor momento para a lavagem é atingido quando 75% do mel foi eliminado.

Nas turbinas rápidas, com um número elevado de ciclos por hora, a lavagem, que dura de 3 a 10 segundos, é efetuada cerca de 50 segundos após a carga, ou seja, 20 segundos antes do fim da secagem a alta velocidade. Na Alemanha, Benz (ISJ, setembro 1955, p. 323) deu uma fórmula relacionando a quantidade de água utilizada na lavagem com o aumento de pureza correspondente do açúcar:

$$P' = 100 - \frac{100 - P}{1 + W} \qquad (36.46)$$

P' = pureza do açúcar lavado;

P = pureza do açúcar que não seria lavado;

W = quantidade de água utilizada % de massa cozida.

B. **Lavagem com vapor.** — Injetando vapor sobre a parede de açúcar na turbina, dissolve-se muito menos açúcar e mantém-se ou eleva-se a temperatura da massa turbinada, portanto sua fluidez. A lavagem com vapor é facultativa; geralmente, vem a seguir da lavagem com água e continua até o fim da secagem.

O vapor utilizado é, geralmente, vapor direto saturado, expandido a uma pressão de 2 a 5 kg/cm^2. A estas pressões, os orifícios fornecem uma vazão q de

vapor que, calculada em kg por minuto e por cm² de seção no orifício, é aproximadamente igual à pressão P do vapor, calculada em kg/cm²:

$$q \text{ kg/min/cm}^2 = P \text{ kg/cm}^2 \qquad (36.47)$$

Algumas pessoas preferem o vapor superaquecido. Sua vantagem é não fundir os cristais e evitar a diluição da película de mel que os envolve, porém a lavagem não é satisfatória e sua única vantagem é a manutenção duma temperatura elevada, diminuindo a viscosidade do mel e facilitando sua expulsão. É melhor lavar as massas cozidas A e B com vapor saturado e não lavar, de maneira alguma, a última massa cozida.

C. **Lavagem com água superaquecida.** — Há a tendência a substituir as lavagens com água e vapor por uma lavagem com água superaquecida.

Aquece-se água sob pressão a 105-115°C e regula-se a pressão para obter 3,5 kg/cm² no bico ou na rampa de lavagem. A água é pulverizada muito finamente, o que possibilita uma distribuição uniforme sobre a parede do açúcar e, conseqüentemente, a redução da quantidade de água utilizada. Ao mesmo tempo, o açúcar é levado a uma temperatura mais alta, sai mais quente e mais seco, o que ajuda a aumentar a eficiência da lavagem. Às vezes, esta lavagem é efetuada em 2 vezes, com um intervalo de algumas dezenas de segundos, o que aumenta ainda mais a eficiência para uma mesma quantidade de água.

Orientação dos pulverizadores de lavagem. — Alguns modelos de pulverizadores possuem uma distribuição muito insatisfatória da água. É importante que a pulverização seja o mais regular possível. Como, por outro lado, a lavagem geralmente é mais deficiente na parte superior da cesta, é importante dirigir o jato levemente para o alto.

Quantidade de água e de vapor de lavagem. — Noël Deerr (p. 424) calcula:

| | | |

mina a turbinagem, na qual é turbinado com lavagem a água e vapor. Neste caso, o mel obtido é mel rico.

Este método produz um açúcar bonito e possibilita uma excelente separação dos méis. Porém, exige 2 séries no lugar de uma, das quais a 1.ª é praticamente tão grande como a série única que trataria a mesma quantidade de açúcar em turbinagem simples.

Turbinagem dupla do açúcar C. — A turbinagem dupla do açúcar C melhora o esgotamento, proporciona uma segurança considerável contra as irregularidades de trabalho da última massa cozida e elimina melhor o amido (MSIRI, 1965, p. 122); portanto, há melhor filtrabilidade dos açúcares A e B.

A massa cozida *C* é turbinada na 1.ª série. O açúcar C obtido cai no malaxador, onde é reconstituído em magma. A matéria normalmente empregada para este magma é o mel *B*. Utiliza-se mel *B* novo, vindo dos tanques de espera dos méis *B*, diluído a 70°Brix e aquecido a 70°C.

Este magma é bombeado ao malaxador-distribuidor da 2.ª série de turbinas. O açúcar C returbinado cai num malaxador, onde se torna o magma *C*, por meio de mistura com xarope. Calcula-se cerca de 30% de xarope para 70% de açúcar C; em matérias secas: 20% no xarope e 80% no açúcar C. O mel rico de turbinagem obtido ao mesmo tempo na 2.ª série das turbinas, é retornado aos cozimentos *C* nos inícios dos cozimentos, e não aos cozimentos *B;* é enviado ao

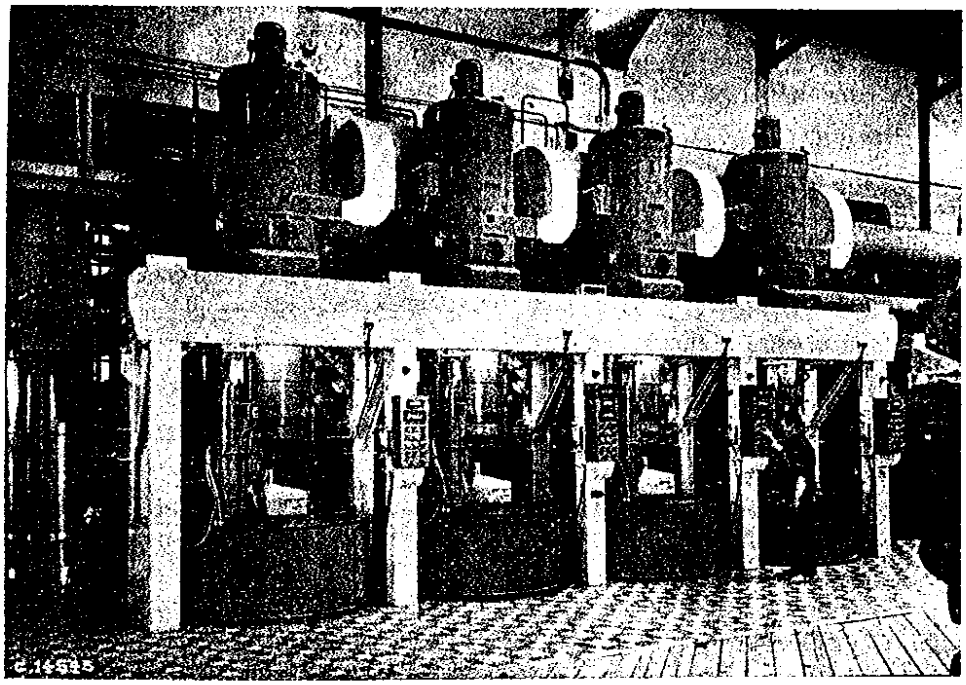


FIG. 36.17. — Série de turbinas automáticas eletrônicas modelo W.L. 9 de 1370 × 1 065 mm, 25 ops./hora com 1 300 rpm, 30 t/h de massa cozida por turbina (Fives-Lille Cail).

tanque de méis *B*, ou melhor, a um tanque especial ao lado dos tanques de méis *B*, de modo contínuo, sem recirculação (37.º C. SASTA, p. 22).

Capacidades relativas das 1.ª e 2.ª séries de turbinas. — A 1.ª série de turbinas é praticamente a mesma que na turbinagem simples.

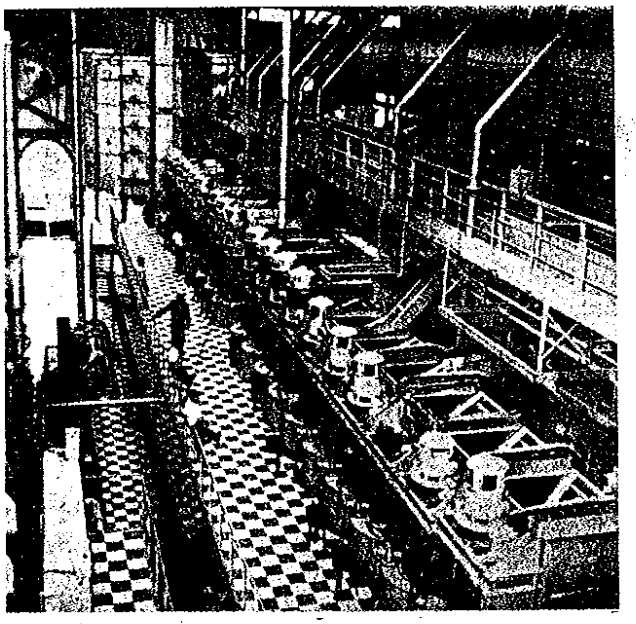


FIG. 36.18. — Série de turbinas elétricas (Fives-Lille Cail).

A 2.ª série de turbinas, executando um trabalho bem mais fácil e rápido, pode ser bem menor. J. G. Davies (TSJ, outubro 1963, p. 44) atribui-lhe uma capacidade 2 1/2 vezes superior à da 1.ª série, ou seja, para as condições da Jamaica:

1 700 dm³/h de massa cozida para a 1.ª série,
4 250 „ „ „ „ „ „ 2.ª „

ou seja, uma proporção de 5 turbinas de 1.ª série para 2 turbinas de 2.ª série, sendo ambas do mesmo modelo. Na mesma experiência, obteve, com turbinagem dupla, um açúcar de 92,5º de Pol contra 88,8º em turbinagem simples. Quando a turbinagem do açúcar C é longa e trabalhosa, a capacidade relativa das turbinas da 2.ª série é ainda mais evidente e seu número pode ser 1/3 do número das turbinas da 1.ª série.

PUREZA DO AÇÚCAR C

No Havaí, acredita-se que a pureza aparente do último açúcar deve ser mantida a cerca de 70 a 75 (ISJ, 1935, p. 200). Abaixo deste valor, a cor e a filtra-

BIBLIOTECA
SERTÃOZINHO

bilidade na refinaria dos açúcares comerciais ficariam prejudicadas; haveria um aumento do volume das massas cozidas de baixa pureza a serem tratadas nos cozedores, cristalizadores e turbinas. É preciso calcular 30% a mais com o açúcar refundido a 65 de pureza, em relação ao açúcar a 75 de pureza.

Estes valores havaianos são muito baixos. Quando se produz açúcar demerara com polarização elevada, pelo processo com o magma simples ou duplo, é preciso ficar a cerca de 80 a 85 de pureza no açúcar C. Com a turbinagem dupla, é possível chegar à 88 a 92.

CONDIÇÕES PARA UM FUNCIONAMENTO SATISFATÓRIO

Uma boa turbinagem depende de duas condições essenciais da massa cozida a ser turbinada:

a) homogeneidade do tamanho do cristal;

b) viscosidade do licor-mãe.

Quando o cristal não é homogêneo, a turbinagem é muito dificultada. Um sinal muito característico é o aparecimento duma película de mel sobre o lado interno da parede de açúcar, a qual, às vezes, subsiste até o fim da turbinagem.

Neste caso, e quando o modelo da turbina o permite, é preciso acelerar mais lenta e progressivamente no arranque: uma turbina com aceleração repentina provoca a formação duma camada de açúcar compactada contra a tela, de penetração difícil, porque os cristais pequenos ficam alojados nos interstícios entre os cristais grandes. A melhor maneira de aceleração, neste caso, é a que vai de 0 a 1 500 rpm, em cerca de 150 a 180 segundos. Uma turbina lenta, ou melhor, com aceleração mais demorada, fornece um açúcar mais bonito e elimina melhor o mel ou o melaço; aliás, apresenta a vantagem de fornecer um máximo de potência bem menos acentuado.

Este tempo de arranque é aconselhável para a massa cozida *C*. Porém, a solução mais adequada está, antes de mais nada, na produção de massa cozida com um cristal o mais uniforme possível.

DESCARGA NATURAL

As turbinas com descarga natural (fig. 36.8) são turbinas cuja abertura inferior fica aberta, sem válvula cônica de obturação. Seu fundo é formado por rebordos inferiores muito inclinados, para que a massa de açúcar desça por si mesma, quando a turbina é parada no fim da secagem. A inclinação deste fundo é de cerca de:

$$\alpha = 45 \text{ a } 50^\circ \text{ para os açúcares A e B,}$$
$$\alpha = 60 \text{ a } 68^\circ \text{ „ „ „ C.}$$

Estas turbinas possuem um disco em redor do eixo, na metade da altura da cesta, cuja finalidade é receber a massa cozida e distribuí-la por força centrífuga sobre a cesta. Sem a interposição deste disco, a massa cozida cairia diretamente no transportador de açúcar, pelo centro da cesta.

A influência da inclinação do fundo acarreta duas conseqüências:

1.º Aumenta a superfície de fricção da cesta com o ar ambiente e, ao mesmo tempo, o volume de açúcar.

2.º Aumenta o diâmetro do cubo e, conseqüentemente, o torque de resistência provocado pela rotação.

Por causa destas duas conseqüências, a descarga natural ocasiona um aumento considerável do momento de inércia, do torque e da potência. Além disso, apresenta outros inconvenientes:

3.º Quando a carga é efetuada a uma velocidade muito baixa, os torrões de massa cozida podem cair diretamente pelo fundo.

4.º O disco de carga não permite instalar a rampa de lavagem nem a uma distância desejada do açúcar, nem em toda a altura desejada.

5.º O açúcar não é secado completamente, pois, estando excessivamente seco, não cairia mais por si mesmo.

Por isso, as turbinas com descarga natural tendem a desaparecer, cedendo o lugar às turbinas automáticas com válvula cônica.

VENTILAÇÃO E DESSECAÇÃO

Chapman (PST, Vol. III, p. 258) lembra que várias experiências demonstraram a ação prejudicial da evaporação e do esfriamento sobre a turbinagem dos açúcares de baixa pureza: a proporção de melaço residual pode ser aumentada de mais da metade (por exemplo: 23 de melaço % de cristais contra 15%). Aconselha utilizar sempre tampas nas turbinas *C* para diminuir a ventilação e o esfriamento da massa e empregar uma quantidade muito pequena de vapor dentro da cesta.

LIMPEZA

É bom limpar as telas das turbinas com vapor pelo menos uma vez por dia, para livrá-las dos cristais aderentes. Os fabricantes fornecem uma pequena tubulação especial para este fim.

TELAS DANIFICADAS

Às vezes, uma tela de turbina se rompe ou rasga. Este acidente se reconhece pela presença de cristais no mel ou no melaço. Portanto, é necessário controlá-los freqüentemente: os cristais são facilmente percebidos entre os dedos. A tela danificada deve ser consertada ou substituída imediatamente.

Estes cristais também podem ser ocasionados por um jogo excessivo (superior a 0,8 mm) entre a guarnição e a parte superior da cesta, provocado por um defeito da cesta ou da guarnição. A firma Krieg e Zivy fornece juntas, anéis ou faixas contra vazamentos, para corrigir este defeito e impedir a passagem dos cristais juntamente com os méis. Às vezes, a diminuição de pureza do mel ou do melaço ocasionada por estes dispositivos é surpreendente.

TURBINAS CONTÍNUAS

Já há muito tempo os técnicos procuram uma solução para a operação contínua da turbinagem, levados por uma série de motivos: a complexidade das operações de cada ciclo nas turbinas descontínuas, que se exprime por uma complexidade bem maior nos aparelhos elétricos das turbinas automáticas; a pouca eficiência na utilização da energia nestas turbinas, com seus arranques, freamentos, e a impossibilidade de encontrar um motor elétrico bem adaptado a todas as fases do ciclo; o tempo perdido e, principalmente, o inconveniente inerente a qualquer operação, simplesmente por ser descontínua. Esta solução, que parecia ser muito mais simples que os imponentes armários de controle das turbinas automáticas, encontrou, entretanto, muitas dificuldades para ser aperfeiçoada e, sob certos aspectos, ainda não está perfeita. No entanto, a partir de 1960, entrou numa fase de expansão rápida e a maioria das usinas construídas recentemente adotaram-na.

Sob o ponto de vista mecânico, é, evidentemente, ideal: a turbina gira a uma mesma velocidade sem parar, é alimentada por um fio contínuo, fornece uma vazão constante de açúcar, não necessita de nenhum operário, sendo que uma fiscalização ocasional é suficiente. É a única solução para o futuro.

Aparelhos. — Há um grande número de turbinas contínuas. Dividem-se em 2 modelos principais:

1.º As turbinas contínuas cilíndricas empurradoras,

2.º „ „ „ cônicas, que se subdividem em:

A. Turbinas com eixo horizontal,

B. „ „ vertical.

1.º Turbinas contínuas empurradoras (fig. 36.19)

São aparelhos com eixo horizontal. São constituídas por uma cesta cilíndrica, bastante parecida com aquela das turbinas comuns. Seu fundo é uma chapa inteiriça e as paredes fomam uma peneira aberta na extremidade oposta ao fundo.

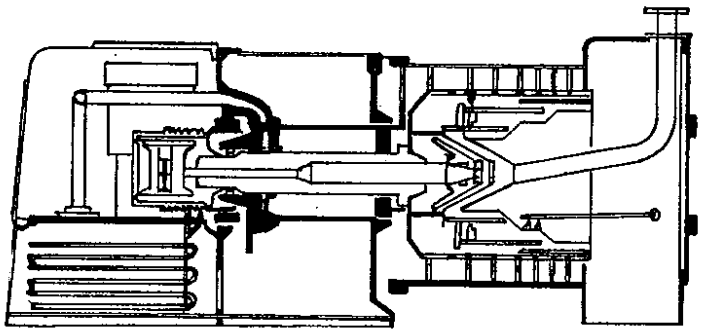


FIG. 36.19. — Turbina contínua Escher-Wyss. Corte esquemático.

Esta cesta está fixada a um pistão num compartimento e, por meio de óleo sob pressão, recebe um movimento de vai-e-vem, com percurso de alguns centímetros e cadência de 20 a 40 impulsos/minuto. A cesta gira a cerca de 600 ou 1 000 rpm. A massa cozida é levada até perto do fundo por um tubo e projetada sobre a cesta pela força centrífuga. O mel é recolhido num compartimento que envolve a cesta e o açúcar sai pela abertura da cesta. O movimento de vai-e-vem assegura a progressão da matéria do fundo até a abertura da cesta.

A cesta é formada por 4 a 6 estágios com diâmetros crescentes, alternadamente fixos e móveis, de maneira que a força centrífuga aumenta progressivamente da entrada até a saída da matéria. A lavagem processa-se por meio de tubos que terminam em aspersores contra a parede de um dos estágios intermediários: os méis dos vários estágios são recolhidos separadamente.

Este aparelho é fabricado pela firma suíça Escher-Wyss. Fornece 5 a 10 t por hora de açúcares A e B; não é utilizado para os açúcares C. O açúcar obtido não é muito seco, algumas vezes contém caroços. Consome apenas 2 a 2,5 kWh por tonelada de açúcar, sendo muito econômico em energia, porém não se difundiu na fabricação do açúcar de cana.

2.º **Turbinas contínuas cônicas**

São as mais difundidas e estão sendo rapidamente aperfeiçoadas.

A. **Turbinas contínuas cônicas com eixo horizontal.** — O modelo mais conhecido é a turbina Allis-Chalmers (fig. 36.20). É fabricada em 2 dimensões, com abertura 40″ = 1 015 mm e com 27 1/2″ = 700 mm, e com 3 ângulos de cone: 26º, 30º e 34º; na fabricação de açúcar de cana, utilizam-se principalmente os ângulos de 26º e 30º. Segue o quadro de emprego:

QUADRO 36.14

Turbinas contínuas "Allis-Chalmers"

Modelo N.º	*Para m. c.*	*Diâmetro de abertura* em polegadas	em mm	*Potência em CV*	*Vazão de m. c. em l/h* A	B	C
2 750	*B* e *C*	27 ½″	700 mm	30		4 500	1 700
2 750	Turbinas *C* da 2.ª série	27 ½″	700 mm	30			2 500
4 000	*C*	40″	1 015 mm	60		7 500	2 800
4 000	Turbinas *C* da 2.ª série	40″	1 015 mm	60			4 200
4 000 L	*A* e *B*	40″	1 015 mm	40	9 000		

O modelo 4 000 L é o mesmo que o 4 000, com o compartimento de recepção do açúcar aumentado de 146 a 274 cm, para que a resistência do ar diminua a violência do choque dos cristais contra a chapa: destina-se ao açúcar comercial.

A cesta perfurada possui uma tela de bronze com 6 malhas por polegada (abertura = 3,3 mm), coberta com uma tela inoxidável com 10 malhas por polegada (1,65 mm), sobre a qual é estendida uma folha perfurada inoxidável,

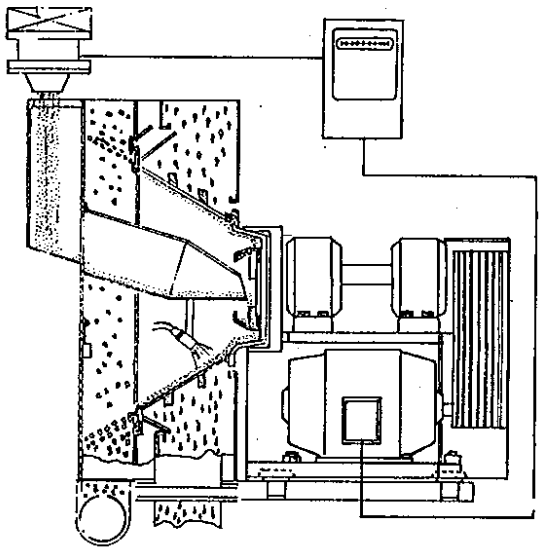


FIG. 36.20. — Turbina contínua cônica com eixo horizontal (Allis-Chalmers).

com espessura 0,006″ = 0,15 mm, com perfurações de 0,15 mm e 22 ou 28% de passagem. Também é possível empregar folhas com perfurações de 0,06 mm e 8% de passagem; sua vazão é bem menor, porém, a pureza de seu melaço é mais baixa (MSIRI, 1965, p. 131).

O ponto mais importante é a lavagem, necessária nas turbinas contínuas, mesmo para a massa cozida *C*. Em Central Igualdad, acredita-se (RAM, outubro 1965, p. 233) que não se deve utilizar mais de 32 litros de água de lavagem por m³ de massa cozida *C*, porque a refundição aumenta rapidamente.

B. **Turbinas contínuas cônicas com eixo vertical.** — É o modelo mais difundido. É fabricado por Hein-Lehmann, B.M.A., Western States e Silver (fig. 36.21).

A cesta perfurada possui um ângulo de conicidade de cerca de 34° e gira a 2 000-2 600 rpm. Sua abertura é de 600 a 800 mm. Possui uma chapa perfurada, com perfurações variando de cerca de 0,09 mm para as massas cozidas *B* até 0,06 para as massas cozidas *C*. Podem ser reduzidas a 0,04 mm. A vazão de massa cozida é de cerca de:

2 a 3 t/h em massa cozida *C*
6 „ 10 „ „ turbinas *C* da 2.ª série
5 „ 7 „ „ massa cozida *B*.

A potência necessária é de cerca de 20 a 30 kW.

A massa cozida, aquecida a 50°C, desce num filete no meio do cone, cuja ponta é substituída por uma pequena parte côncava inteiriça (Hein-Lehmann) ou perfurada (B.M.A.). A lavagem é efetuada por uma rampa ao longo duma

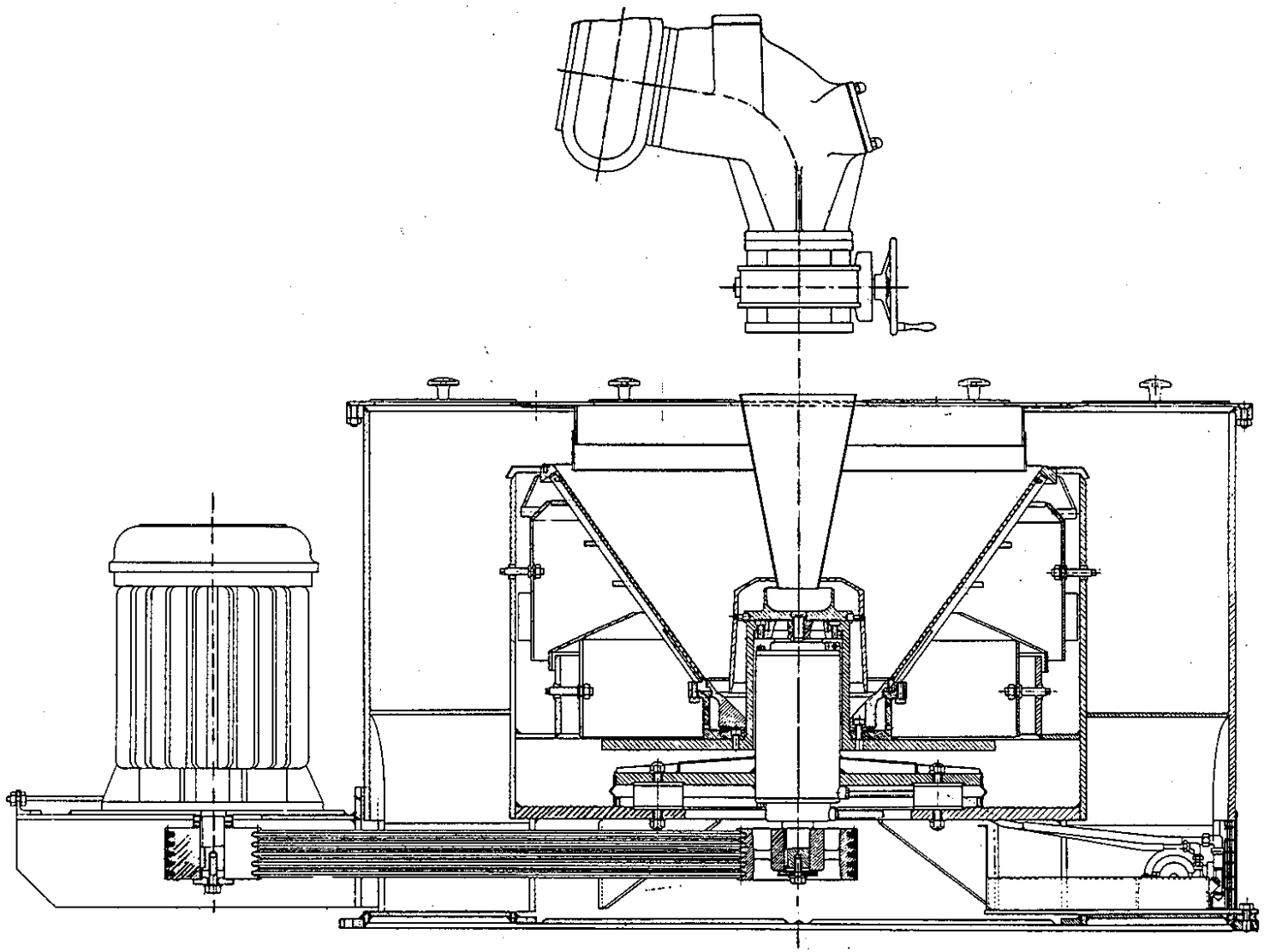


FIG. 36.21. — Turbina contínua cônica com eixo vertical (B.M.A.).

geratriz do cone. Os méis rico e pobre são recolhidos separadamente. O açúcar sai pela abertura superior.

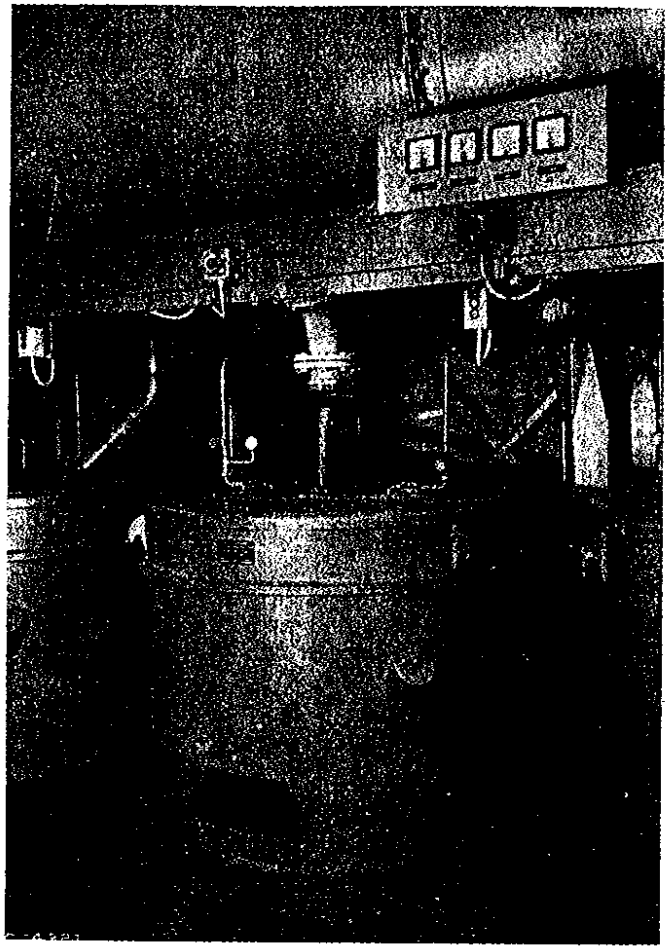


FIG. 36.22. — Turbina contínua Hein-Lehmann (construção Fives-Lille Cail).

Lavagem com água. — A Western States assinala, para a lavagem ótima de massa cozida *C*, 15 a 25 litros de água por m³ de massa cozida. Em Maurício, com a B.M.A., calculam-se 35 litros por m³, sob pressão ótima de 2 kg/cm². G. C. Conrad ressalta que a aplicação deve ser efetuada no ponto mais baixo da cesta e estender-se à parte superior, sobre 15 a 20 cm no máximo, sendo que este comprimento depende da viscosidade da massa cozida; a pulverização deve ser normal na cesta, com os aspersores a cerca de 5 cm da chapa perfurada. Um aspersor com orifício de 1,2 mm é bem suficiente; um orifício de 2 mm é grande demais. Colocando o ponto de lavagem mais alto sobre a geratriz do cone, aumentar-se-ia a pureza do melaço. Quanto à pureza do açúcar, deveria ser possível alcançar cerca de 85 a 88 (folheto Western States, 1965).

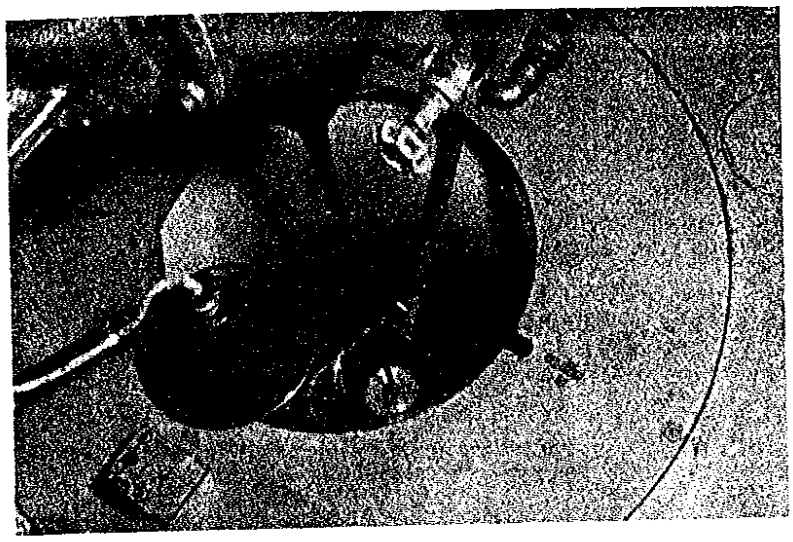


FIG. 36.23. — Turbina contínua Hein-Lehmann (Fives-Lille Cail). Vista da lavagem radial.

É conveniente utilizar apenas a lavagem axial, ou, com outras palavras, a chegada de água ao cone de alimentação. A água enviada pelos pulverizadores radiais aumenta a pureza do melaço.

A quantidade de água de lavagem pode variar de 3,5 a 5% do volume de massa cozida *C*. A temperatura deve ser de 60 a 80°C.

Lavagem com vapor. — Na África do Sul aconselha-se substituir o tubo de cobre de 3 mm por um de 6 mm e empregar vapor a 1 kg/cm²; acima desta pressão a pureza do melaço aumenta.

A espessura da camada de açúcar é muito pequena: 2 a 5 mm. Na saída não é maior que a dimensão dos cristais maiores.

A alimentação com massa cozida é controlada por um regulador automático, agindo de acordo com a potência absorvida pelo motor. Nas turbinas B.M.A., este regulador aciona um diafragma, situado sobre o tubo de alimentação de massa cozida.

As turbinas Western States são movidas por um motor de 40 CV e uma larga correia de borracha com grande número de ranhuras.

A turbina B.M.A. modelo K 1 000 possui um diâmetro de saída de 1 m, um ângulo de conicidade de 36° e uma velocidade de 1 750 rpm, proporcionando um fator de gravidade $G = 1\,690$.

A turbina B.M.A. K 850, muito difundida, possui um diâmetro de saída $D = 850$ mm, um diâmetro na base do cone $d = 360$ mm, uma superfície de tela $S = 0{,}756$ m², um ângulo $\alpha = 35°$ e um motor de potência $P = 30$ kW, que a faz girar a $n = 2\,200$ rpm.

A turbina FC 1 000, da Fives-Lille Cail, possui uma superfície de tela $S = 1{,}145$ m².

As telas possuem fendas de 2,2 × 0,06 mm; também é possível utilizar telas com fendas de 0,09 mm.

Choque

Uma das principais queixas contra as turbinas contínuas é a quebra dos cristais. Isto se deve a 2 causas:

a) O cristal é corroído durante seu trajeto sobre o cone.

b) É quebrado pela violência do choque, quando é ejetado do cone. Para evitar este inconveniente, certos fabricantes (B.M.A., Western States, Silver) fornecem turbinas com um compartimento de recepção com diâmetro bastante grande, para que os cristais percorram um trajeto longo antes de se chocarem

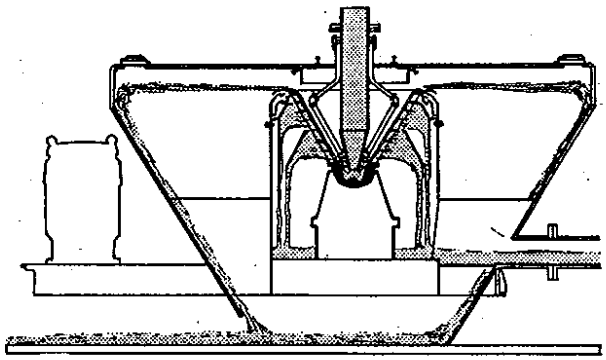


FIG. 36.24. — Turbina contínua Silver para açúcar comercial.

contra a tela, sendo sua velocidade diminuída pela resistência do ar. Estas turbinas com diâmetro muito grande são, principalmente, destinadas aos açúcares comerciais A ou B (fig. 36.24).

A velocidade de choque capaz de quebrar os cristais é de cerca de 10 a 20 m/s. Muitas vezes, empregam-se pequenas turbinas com 600 mm de abertura, para não alcançar este limite.

Ângulo. — O ângulo do cone com a vertical varia geralmente de 30 a 35°. Depende da viscosidade da massa cozida. A Fives-Lille Cail, por exemplo, fornece cestas com ângulo de 30° no ápice, para a turbinagem das massas cozidas *A* e *B*, e 34°, para as massas cozidas *C*.

Trabalho específico

Considera-se, sob uma outra forma, o cálculo que levou à fórmula (36.17). A força centrífuga por kg de matéria, ou, o que é a mesma coisa, a força centrífuga relacionada à gravidade, tem o seguinte valor (fórm. 36.4):

$$G = \frac{\frac{mv^2}{r}}{mg} = \frac{2v^2}{Dg} \qquad (36.48)$$

O trabalho necessário para obter esta força de secagem G tem o seguinte valor (p. 784):

$$T = \frac{1}{2} mv^2 \tag{36.49}$$

Conseqüentemente, o trabalho desenvolvido por unidade de força de secagem, isto é, por unidade de gravidade, tem o seguinte valor:

$$\frac{T}{G} = \frac{\frac{1}{2} mv^2}{\frac{2v^2}{Dg}} = \frac{m \cdot g}{4} \cdot D \tag{36.50}$$

É proporcional a D. Conseqüentemente, tanto sob o ponto de vista do trabalho específico, como sob o ponto de vista da integridade do cristal, é conveniente utilizar diâmetros pequenos.

Capacidade

A capacidade duma turbina contínua é medida pela vazão/hora de massa cozida que pode passar nessa turbina. Esta vazão depende da capacidade de secagem da turbina. Ora, considerando uma massa elementar, que será tomada para unidade, $dm = 1$, a capacidade de secagem será proporcional ao produto da força centrífuga, desenvolvida sobre a unidade de massa, em função da superfície à disposição da massa total. Portanto, obtém-se (fig. 36.25):

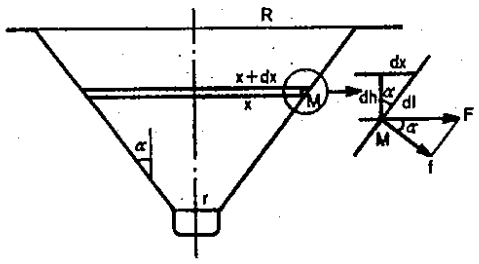


FIG. 36.25. — Cálculo da capacidade.

a) Componente da força centrífuga perpendicular à chapa perfurada:

$$f = dm \,.\, \omega^2 \,.\, x \,.\, \cos \alpha = 1 \,.\, \omega^2 \,.\, x \,.\, \cos \alpha$$

b) Superfície disponível: ds.

$$\text{Capacidade} = dq = k \,.\, f \,.\, ds = k \,.\, \omega^2 \,.\, \cos \alpha \,.\, x \,.\, ds.$$

Considera-se o anel de massa cozida, com raio x e altura dh, situado no nível M. A força centrífuga é a mesma para todos os elementos dm deste anel. Obtém-se a capacidade total Q, integrando as capacidades dq ao longo do cone, de r a R. Segue-se:

$$dq = k \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot x \cdot ds$$

$$ds = 2\pi x \cdot dl = 2\pi x \cdot \frac{dh}{\cos \alpha} = 2\pi x \cdot \frac{dx}{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha}$$

Donde:

$$dq = k \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \cdot x \times 2\pi x \frac{dx}{\cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha} = \frac{2\pi k\omega^2}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot x^2 \cdot dx$$

Integrando:

$$Q = \int_r^R \frac{2\pi k\omega^2}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot x^2 \cdot dx = \frac{2\pi k\omega^2}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot \int_r^R x^2 \cdot dx = \frac{2\pi k\omega^2}{\operatorname{tg}\alpha} \left(\frac{R^3}{3} - \frac{r^3}{3}\right)$$

$$Q = 2k\omega^2 \cdot \frac{\pi(R^3 - r^3)}{3 \operatorname{tg}\alpha} \tag{36.51}$$

Observa-se que a fração que aparece nesta expressão representa o volume V do tronco de cone formado pela turbina. Portanto, é possível estabelecer:

$$Q = 2k\omega^2 \cdot V \tag{36.52}$$

Q = capacidade da turbina, em toneladas/hora de massa cozida;
k = coeficiente;
ω = velocidade de rotação da turbina;
V = volume do tronco de cone formado pela turbina;
α = semi-ângulo no alto desse cone;
R = raio do círculo superior de expulsão do açúcar;
r = raio da pequena parte côncova inferior de recepção da massa cozida.

Portanto, a capacidade duma turbina contínua é proporcional a seu volume, ao quadrado de sua velocidade angular e a um coeficiente que depende da massa cozida tratada (A, B, ou C), de sua consistência, de sua temperatura e da porcentagem de passagem da chapa perfurada.

Eastaughffe (QSSCT, 39.º C., p. 224) fornece, como expressão da capacidade:

$$Q = k \cdot \frac{n^2 l \sqrt{l}}{\sqrt{\operatorname{sen}\alpha}} \cdot \frac{D + d}{2} \cdot \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{2}} \cdot \frac{1}{M \sqrt{\Gamma}}$$

k = coeficiente;
l = aresta do tronco de cone = $\dfrac{R - r}{\operatorname{sen}\alpha}$;
D = $2R$;
d = $2r$;
M = melaço ou mel a eliminar, % de massa cozida;
Γ = viscosidade do mel ou melaço, em poises.

Capacidade de massa cozida e capacidade de açúcar

E. Delden observa mui judiciosamente (S. y A., outubro 1964, p. 31) que a capacidade das turbinas em geral e das turbinas contínuas em particular, sendo

calculada em kg de açúcar por hora, depende da proporção de cristais na massa cozida. O fator que limita a capacidade duma turbina é antes a vazão de massa cozida que recebe do que a vazão de açúcar que fornece. Ora, a proporção dos cristais tem o seguinte valor (fórm. 34.56):

$$x = \frac{P_s}{100} \cdot \frac{P_m - P_e}{P_s - P_e} \cdot B_m$$

O fator essencial é a queda de pureza ($P_m - P_e$). Se, para um mesmo açúcar e um mesmo Brix de massa cozida, há diferentes quedas de pureza, a capacidade de açúcar da turbina varia proporcionalmente.

EXEMPLO. — Seja:

$$\left\{\begin{array}{l} P_s = 96 \\ P_m = 56 \\ B_m = 98 \end{array}\right\} \text{ e comparem-se os 2 casos } \left\{\begin{array}{l} 1.^o \text{ caso } = P_e = 35. \\ 2.^o \quad \text{,,} \quad = P_e = 30. \end{array}\right.$$

Tem-se:

1.º caso:

$$x = \frac{96}{100} \cdot \frac{56 - 35}{96 - 35} \cdot 98 = 32{,}4\,\%$$

2.º caso:

$$x = \frac{96}{100} \cdot \frac{56 - 30}{96 - 30} \cdot 98 = 37{,}1\,\%$$

ou seja, 15% a mais no 2.º caso.

Portanto, seria preciso determinar a queda de pureza ou a proporção de cristais, quando se fornece uma capacidade em kg de açúcar por hora.

Capacidade prática. — Seguem alguns valores assinalados:

a) Com massa cozida *B*, em Central Guanica (Porto Rico), em turbina contínua Silver: 6 000 a 11 000 litros/hora de massa cozida.

b) Com massa cozida *C*. Utilizando turbinas contínuas Roberts, San Pedro (México) e Innswood (Jamaica) assinalam 2 250 l/hora (contra 4 000, capacidade nominal). No Havaí, constatou-se 700 a 1 700 l/h; na Austrália, 1 100 a 1 700 l/h; em Porto Rico, 2 500 a 3 500 l/h; na Louisiana, 6 000 a 7 000 l/h; estes últimos quatro valores apresentaram purezas de açúcar de 85 a 88.

Em Monymusk (Jamaica), com turbinas B.M.A., calculam-se 3 680 e em Maurício, 1 600 litros/hora. Em Igualdad (Porto Rico), com turbinas Allis-Chalmers, assinalaram-se 4 000 l/h.

Esgotamento

A segunda queixa contra as turbinas contínuas e, provavelmente, a mais grave, refere-se ao fato de que a pureza do melaço obtido é geralmente superior

àquela do melaço fornecido pelas turbinas comuns, tratando a mesma massa cozida.

Este fato foi verificado freqüentemente. Deve-se, principalmente, à impossibilidade de turbinar em contínuo uma massa cozida *C*, sem uma pequena lavagem com água. Como a espessura da camada de açúcar é muito fina, obrigatoriamente se dissolve um pouco de açúcar. Portanto, é importante que a vazão da água de lavagem seja regulada com o maior cuidado.

Entretanto, esta diferença de pureza pode ser mantida a menos de 1 ponto; às vezes, não é superior a 1/2 ponto. Deve ser considerada juntamente com a economia de mão-de-obra, manutenção e energia, ocasionada pela turbina contínua.

A lavagem efetua-se de duas maneiras, em turbinas contínuas: *a*) Às vezes (no caso das Hein-Lehmann), lavagem co-axial, introduzindo água no eixo da coluna de massa cozida que entra na turbina; *b*) lavagem radial, por rampa de pulverização instalada paralelamente a uma geratriz do cone. É possível variar a lavagem radial e mesmo reduzi-la a zero, porém, com lavagem co-axial (fig. 36.23), há pouca possibilidade de variação.

A temperatura da água de lavagem deve ser de cerca de 80 a 90°C.

Com massa cozida *C*, a lavagem total deve ser de cerca de 2 a 3% do peso de massa cozida. A lavagem co-axial ótima é de 1,5%; a lavagem radial pode chegar a cerca de 1/3 do total.

Com massa cozida *B*, a lavagem pode chegar a 2,5-6% do peso de massa cozida.

A causa mais freqüente do esgotamento insatisfatório nas turbinas contínuas é a diminuição da vazão da massa cozida, enquanto a vazão da água de lavagem continua constante. É preciso cuidar deste ponto, sujeitando a segunda vazão à primeira.

Deve-se obter uma queda de pureza de 25 a 26 pontos para uma massa cozida *C* com 56-58 de pureza e para o açúcar com 85 de pureza.

Conclusão

As turbinas contínuas são, provavelmente, a solução do futuro para todas as séries da usina. Atualmente (1967), são indicadas para as turbinagens que fornecem magmas e são, muitas vezes, ainda vantajosas para a turbinagem das massas cozidas *B*. Para os produtos de baixa pureza, podem ser adotadas, quando a pureza do melaço continua aceitável. Parece que não está muito longe o dia em que se imporá também para o açúcar A.

GENERALIDADES SOBRE A TURBINAGEM

Diluição da massa cozida

A densidade da massa cozida e a viscosidade do mel dificultam, muitas vezes, a manutenção e a turbinagem da massa cozida. Às vezes, procura-se corrigir isto diluindo a massa cozida: acrescenta-se água na calha de saída dos crista-

lizadores, porque assim se assegura uma distribuição mais uniforme da água. Adicionando-a no cristalizador, é difícil conseguir uma diluição regular sem dissolver açúcar. De qualquer maneira, é uma medida lamentável.

Quantidade de água a ser acrescentada. — Não se deve colocar mais de 1 a 2 de água % de massa cozida em peso, ou seja, 1 a 3% em volume, caso contrário a supersaturação diminuiria a 1 ou a menos.

Aquecimento da massa cozida

É difícil diluir uma massa cozida sem ocasionar uma certa redissolução dos cristais. Felizmente, existe uma outra maneira de diminuir a viscosidade e facilitar a turbinagem: é o aquecimento.

No Havaí, calcula-se (ISJ, 1935, p. 279) que a viscosidade da massa cozida diminui de 50% (ou melhor, que sua "turbinabilidade" aumenta de 50%) cada vez que sua temperatura sobe 5°C.

O aquecimento pode ser efetuado nos últimos discos do cristalizador, quando se trata de um Werkspoor, ou por serpentina, no malaxador-distribuidor de massa cozida das turbinas (fig. 36.16), ou também por resistência elétrica, entre o distribuidor e a turbina.

A superfície de serpentina necessária, no segundo caso, é de 30 a 36 m² por m³ de massa cozida a ser turbinada por hora.

No Havaí (FAS, 1936, p. 145), preferem-se aparelhos de intercâmbio de calor independentes. São fabricados com fundo cônico e possuem 40 a 50 m² por m³ de massa cozida a ser turbinada por hora.

Estas superfícies são calculadas supondo que a água de aquecimento que circula na serpentina ou no aparelho de intercâmbio de calor esteja com uma temperatura não superior em mais de 3°C à temperatura de saturação da massa cozida, isto é, à temperatura acima da qual os cristais começariam a dissolver-se (cf. quadro 34.1).

Certos fabricantes baseiam-se em diferenças de temperatura mais consideráveis e fornecem, conseqüentemente, serpentinas de malaxador-distribuidor bem menores, de cerca de 3 m² por m³ de massa cozida a ser turbinada por hora. Não se deve esquecer, no entanto, que o ciclo das turbinas de baixa pureza é de cerca de 1 hora, no Havaí; relacionando a superfície de aquecimento a uma turbina de 1 015 × 760 mm, por exemplo, no lugar de relacioná-la ao volume por hora de massa cozida, a diferença assinalada torna-se bem menor.

De qualquer maneira, é aconselhável usar uma água de aquecimento que não passe do limite indicado (3°C a mais que a temperatura de saturação).

Conforme o modelo e as condições de utilização, calcula-se (ISJ, janeiro 1970, p. 10), para estes aquecedores de massa cozida com serpentinas, um coeficiente de transmissão de calor variando de 25 a 70 kcal/m²/hora/°C.

Aquecedores de massa cozida com resistência elétrica

O aquecedor de massa cozida com resistência elétrica foi desenvolvido em Queensland. Realmente, apresenta várias vantagens:

a) simplicidade,

b) controle mais fácil e mais eficiente da temperatura,

c) permanência mais breve da massa cozida, por isso, menos perigo de redissolução,

d) excelente adaptação à turbina contínua.

O aquecedor com resistência elétrica (fig. 36.26) é constituído por dois tubos concêntricos: faz-se passar a massa cozida no espaço anular deixado entre estes. Os dois tubos formam dois elétrodos entre os quais se estabelece uma diferença de potencial. A massa cozida escorre por gravidade dum cristalizador superior para um distribuidor inferior através destes aquecedores (caso das turbinas descontínuas), ou diretamente para as turbinas (caso das turbinas contínuas, fig. 36.26). Este último caso é especialmente favorável por causa da regularidade e da continuidade da vazão e da eliminação do intervalo entre o aquecimento e a turbinagem.

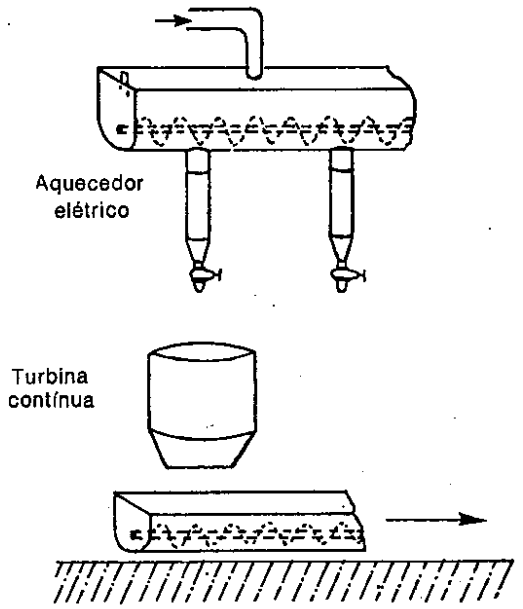


FIG. 36.26. — Aquecedor com resistência elétrica. Instalação em turbina contínua.

Perda de carga. — A perda de carga no aquecedor é dada pela fórmula (34.13), na qual se calcula:

a) A perda de carga J' não mais em kg/m², mas em metros de massa cozida:

$$1 \text{ m de m. c.} = 1\,500 \text{ kg/m}^2$$

b) A vazão de massa cozida Q não mais em m³/s, porém em litros/hora:

$$1 \text{ m}^3/\text{s de m. c.} = 1\,000 \text{ litros/s} = 3\,600\,000 \text{ litros/h}$$

c) Os diâmetros externo Δ e interno F do anel, que serão denominados D e d, não mais em metros, porém em cm:

$$1 \text{ m} = 100 \text{ cm} \qquad 100^4 = 10^8$$

Então, tem-se (cf. fórm. 34.14):

$$j = \frac{J}{L} = \frac{128 \times 1{,}5}{10g\pi} \times \frac{\mu Q}{(D^2 - d^2)(D - d)^2} \times \frac{10^8}{1\,500 \times 3\,600\,000}$$

ou:

$$j = \frac{0{,}0115\mu Q}{(D^2 - d^2)(D - d)^2}$$

Para levar em conta o modo de determinação da viscosidade, o efeito da película, a resistência das grades de proteção colocadas na entrada, em cima, e na saída, embaixo, do aquecedor, assim como as aproximações admitidas, principalmente pela substituição da média logarítmica da viscosidade μ pela sua média geométrica (ver abaixo), P. G. Wright e Walkers calculam:

$$j = \frac{0{,}025\mu Q}{(D^2 - d^2)(D - d)^2} \tag{36.53}$$

j = perda de carga no aquecedor, em metro por metro de comprimento;
μ = viscosidade da massa cozida, em poises;
Q = vazão de massa cozida atravessando o aquecedor, em litros/hora;
D = diâmetro externo da passagem anular, em cm;
d = diâmetro interno da passagem anular, em cm.

Emprega-se freqüentemente: $D = 380$ mm, $d = 200$ mm ou 230 mm.

Como a vazão de massa cozida deve passar no aquecedor, necessita-se, evidentemente: $j < 1$. A melhor solução é adotar uma margem de segurança para as variações das eventuais necessidades de vazão, por exemplo, de 20%, tomar, a seguir, $Q' = 1{,}2\ Q$ e fazer, então, $j = 1$. Portanto, a válvula automática acima do aquecedor funcionará um pouco fechada.

A viscosidade da massa cozida fria pode variar entre 5 000 e 30 000 poises. Um valor comum é $\mu = 10\,000$ poises. O aquecedor deixa-a entre 2 e 4 000 poises. É possível tomar para viscosidade média a média geométrica entre a viscosidade na entrada e aquela na saída do aquecedor. Por exemplo, se a massa cozida fria está com 12 000 poises e, à temperatura desejada para a turbinagem, a viscosidade é 3 000 poises, toma-se:

$$\mu = \sqrt{12\,000 \times 3\,000} = 6\,000 \text{ poises.}$$

Potência. — Supondo o rendimento do aquecimento igual a 1, tem-se:

$$P = \frac{Q \times 1{,}5(t - t_0)c}{860} \tag{36.54}$$

P = potência necessária ao aquecimento, em kW;
Q = vazão de massa cozida, em litros/hora;
1,5 = peso específico da massa cozida;
c = calor específico da massa cozida $\neq$ 0,44;
860 = equivalente calorífico do kW;
t_0 = temperatura da massa cozida fria;
t = temperatura da massa cozida após o aquecimento.

Ou:

$$P = 0{,}00077Q(t - t_0) \tag{36.55}$$

Por exemplo, para aquecer 3 600 litros/hora de massa cozida de 40 a 50°C, gasta-se:

$$P = 0{,}00077 \times 3\,600 \times 10^0 = 28 \text{ kW}.$$

Comprimento. — P. G. Wright (ISJ, dezembro 1965, p. 369) dá a fórmula:

$$L = 3{,}68 \cdot 10^6 \frac{P}{kV^2 \cos \varphi} \log \left(\frac{D}{d}\right) \tag{36.56}$$

L = comprimento da parte ativa do aquecedor, em metros;
P = potência correspondente ao aquecimento, em kW, dada por (36.55);
k = condutividade média logarítmica específica da massa cozida, em micro-ohms/cm. De modo aproximado, pode-se tomar (TSJ, dezembro 1972, p. 23): $k = 6{,}5\ (t - 30^0)$ (t = temperatura média da massa cozida entre a entrada e a saída);
V = voltagem utilizada, em volts;
$\cos \varphi$ = fator de potência da corrente.

O comprimento útil usado com mais freqüência é 1 675 mm.

A melhor maneira de regular a temperatura de aquecimento é por retificador de silício.

A fórmula (36.56) também pode fornecer P para um aquecedor dado.

Condutividade. — Normalmente, as massas cozidas possuem uma condutividade específica de 50 a 250 micro-ohms/cm; à temperatura de turbinagem, esta condutividade aumenta rapidamente em função da temperatura. Internamente, o aquecimento é, geralmente, assegurado por um elétrodo anular contínuo e externamente, por uma sucessão de anéis metálicos superpostos sobre a altura do aquecedor e que são ligados ou desligados pelo regulador de temperatura, para só chegar à temperatura indicada. A variação da condutividade da massa cozida com sua temperatura faz com que a corrente absorvida pelo último anel conectado seja bem maior que a corrente absorvida pelo primeiro anel.

A condutividade média da massa cozida entre a entrada (fria) e a saída (quente) varia menos. É de cerca de 100 micro-ohms/cm.

Os aquecedores podem ser encomendados com um comando ASEA com tiristores, contido num quadro e regulando a corrente e a temperatura.

Temperatura de aquecimento

O aquecimento da massa cozida melhora muito o esgotamento. Em Central Jaronu, em Cuba, durante um certo tempo a maior usina do mundo, a instalação do aquecimento conduziu aos seguintes resultados (ISJ, 1939, p. 402):

Redução do número das turbinas de 30 a 20

Elevação da pureza do açúcar C de 84,73 a 89,43

Diminuição da pureza do melaço de 32,62 a 31,32

Redução do ciclo de turbinagem de 16,5 a 10 minutos.

A massa cozida era aquecida a 59°C.

Em Raceland, Louisiana, as temperaturas de turbinagem das massas cozidas assinaladas por Honig (ISJ, 1941, p. 31) eram:

Esfriamento a 38-40°C (mel rico supersaturado)

Aquecimento a 52-55°C (mel rico saturado)

Turbinagem a esta temperatura

Lavagem com água quente a 60-65°C, sob 2 kg/cm², por atomizador

Quantidade de água de lavagem = 3 litros por turbina de 1 015 mm.

No Havaí (FAS, 1936, p. 145), não se ultrapassa 49°C.

O limite ótimo de aquecimento em cristalizador ou malaxador-distribuidor está a 50-52°C; utilizando aquecedores com resistência elétrica, graças aos quais a massa cozida fica muito pouco tempo em uma temperatura elevada, pode-se ir facilmente até 57°C.

Com efeito, quando se considera a supersaturação, em vez da pureza, e quando se traça a curva da viscosidade em função da temperatura, constata-se que passa por um mínimo entre 48 e 55°C (ISJ, 1947, p. 262).

Brix do melaço

Pagnier, em Java (PST, Vol. II, p. 537), acredita que a concentração ótima para a turbinagem corresponde a um melaço com 85° Brix (refratométrico). Entretanto, em Java (ibid., p. 553), antes e no início da Segunda Guerra Mundial, a média dos melaços alcançava 95° Brix (densimétrico, diluição 1 + 9).

Malaxador-distribuidor de massa cozida

O pequeno malaxador-distribuidor colocado em cima das turbinas e fazendo parte da série deve ter um volume correspondente ao volume de massa cozida tratada em 15 ou 30 minutos.

Pode-se fazer girar o agitador a uma velocidade n dada por:

$$n = \frac{3{,}25}{D} \qquad (36.57)$$

n = velocidade de rotação do agitador, em rpm;

D = largura do cocho do malaxador-distribuidor, em metro (ou diâmetro do agitador helicoidal ou com paletas).

Transportadores helicoidais de massa cozida

Geralmente, transporta-se a massa cozida em calhas horizontais, munidas de roscas sem fim. Esta rosca sem fim pode ser inteira ou formada por uma faixa metálica, mantida no lugar por ligaduras de aço.

O passo p da rosca é de cerca de $p = 0{,}7\,D$, sendo D o diâmetro do cilindro envolvendo a borda externa da transportadora helicoidal. A velocidade n de rotação da rosca é, geralmente, de 20 a 40 rpm, ou melhor:

$$n = \frac{15}{D} \qquad (36.58)$$

Entretanto, Tromp aconselha (p. 540) uma velocidade de 7 a 8 rpm, acima da qual acredita haver refluxo duma proporção muito grande de massa cozida.

Vazão. — A vazão dum transportador helicoidal é dada por:

$$V = 60\frac{\pi D^2}{4} pnk = 47pnkD^2 \qquad (36.59)$$

V = volume de massa cozida transportado, em litros/hora;

D = diâmetro externo da rosca sem fim, em decímetros;

p = passo da rosca sem fim, em decímetros;

n = velocidade de rotação da rosca sem fim, em rpm;

k = coeficiente tendo em conta o volume contido na calha, na qual não se ultrapassa o eixo, e a progressão da matéria, que não progride de p decímetros, quando a rosca sem fim dá 1 volta.

Geralmente:

D é de cerca de 3 a 5 dm;
p „ „ „ „ 0,7 D;
n „ „ „ „ 15 a 40 rpm.

Toma-se para k:

k = 0,15 a 0,20 para as roscas sem fim formadas por faixa
k = 0,25 a 0,30 „ „ „ „ „ inteiriças.

Os valores maiores correspondem aos valores de n mais baixos.

Potência. — Para a potência necessária ao acionamento da rosca sem fim, é possível calcular aproximadamente:

$$P \neq 1{,}5D^2L \tag{36.60}$$

P = potência absorvida pelo transportador, em CV;
D = diâmetro externo da rosca sem fim, em metro;
L = comprimento da rosca sem fim, em metros.

Não se deve esquecer de considerar também o rendimento do redutor ou o sistema de acionamento da rosca sem fim.

Transportadores de açúcar

Há dois modelos principais de transportadores de açúcar:

a) O transportador helicoidal;
b) O transportador oscilante, ou "Kreiss".

Examinar-se-á como são calculados e adotar-se-á, principalmente no segundo caso, o modo de cálculo de Tromp (pp. 539-541).

A. **Transportador helicoidal.** — Este transportador calcula-se exatamente como para a massa cozida (cf. p. 834). A vazão é dada por:

$$Q = 60\frac{\pi D^2}{4}pnkd = 47pnkdD^2 \tag{36.61}$$

As letras possuem os mesmos valores que para a fórmula (36.59) e:

Q = peso de açúcar transportado, em kg/hora;
d = densidade aparente do açúcar, em kg/dm³.

Geralmente:

p é de cerca de 0,7 D;

n „ „ „ „ 15 a 25 rpm $\left(\text{ou: } \frac{100}{D}\right)$;

d „ „ „ „ 0,8.

Para k, é possível tomar:

k = 0,10 a 0,12 para as roscas sem fim formadas por faixa (Tromp indica 0,20);
k = 0,15 a 0,20 para as roscas sem fim inteiriças.

A potência absorvida é de aproximadamente:

$$P = D^2L \tag{36.62}$$

P = potência absorvida pelo transportador de açúcar, em CV;

D = diâmetro externo da rosca sem fim, em metro;

L = comprimento da rosca sem fim, em metros.

Tromp aconselha:

1.º Colocar um suporte para o eixo a cada 3 m, na calha.

2.º Deixar um jogo de 5 a 6 mm entre a rosca sem fim e a parede, para não esmagar o açúcar.

3.º Raspar todas as semanas o açúcar acumulado endurecido nestes 5 ou 6 mm.

Os transportadores helicoidais apresentam o inconveniente de esmagar o açúcar. Geralmente, preferem-se os transportadores oscilantes.

B. **Transportador oscilante (Gafanhoto).** — Este modelo de transportador recebe, muitas vezes, o nome de "Kreiss". É constituído por uma calha larga, plana e pouco profunda, sustentada por lâminas flexíveis, inclinadas 60° sobre a horizontal (fig. 36.27). A calha é submetida a oscilações contínuas, provocadas por um excêntrico. Este possui um percurso de cerca de 40 mm = 0,4 dm e gira a cerca de 300 rpm.

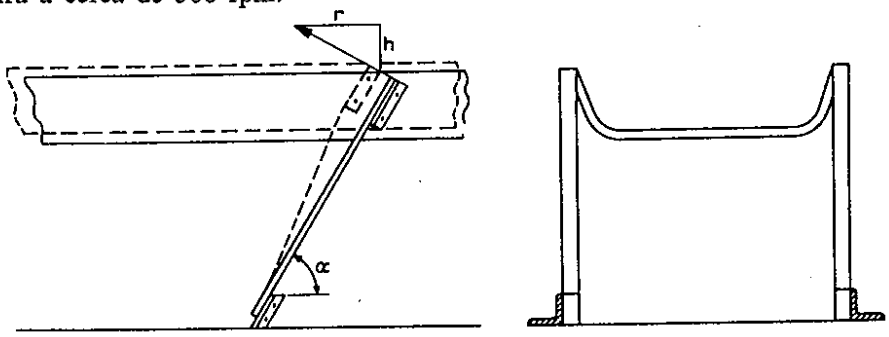


FIG. 36.27. — Transportador oscilante.

No momento da oscilação, os cristais de açúcar que estão na calha são projetados horizontalmente:

$$r = \operatorname{sen} 2\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \frac{v^2}{g} \tag{36.63}$$

α = inclinação das lâminas flexíveis sobre a horizontal;

g = aceleração da gravidade = 98 dm/s/s;

v = velocidade de projeção do cristal $\neq$ 1,5 vezes a velocidade média do excêntrico, em dm/s:

$$v = 1{,}5 \cdot \frac{2cn}{60} = \frac{cn}{20} \tag{36.64}$$

c = curso do excêntrico, em dm;

n = velocidade de rotação do eixo do excêntrico, em rpm.

Porém, durante esta projeção, o transportador recua sob o cristal, e o recuo deve corresponder mais ou menos ao tempo durante o qual o cristal está no ar; deste modo,seu progresso ainda corresponde a uma extensão igual à do recuo.

$$r' = c \cdot \operatorname{sen} \alpha \tag{36.65}$$

donde:

$$a = r + r'.$$

Portanto, obtém-se:

$$Q = sankd \tag{36.66}$$

Q = vazão do transportador, em kg de açúcar por minuto;

s = seção vertical útil da calha, em dm²;

a = $r + r'$ = projeção do açúcar por oscilação, em dm;

n = velocidade de rotação do excêntrico, em rpm = número de oscilações por minuto;

k = coeficiente de deslizamento (cerca de 0,5);

d = densidade aparente do açúcar, em kg/dm³ ($\neq$ 0,8).

Havendo necessidade, é possível fazer subir o açúcar inclinando o transportador, porém sem ultrapassar um ângulo de 30° com a horizontal.

O melhor material para as lâminas flexíveis é o ipê.

Potência. — É possível calcular,aproximadamente,para a potência do motor do transportador oscilante:

$$P = 3 + S \tag{36.67}$$

P = potência do motor, em CV;

S = superfície horizontal da calha (= comprimento × largura), em m².

Esta fórmula é válida para os transportadores horizontais. Sendo inclinados e fazendo subir o açúcar, é preciso acrescentar o trabalho real a ser efetuado, isto é:

$$P' = \frac{QH}{60 \times 75} = \frac{QH}{4\,500} \tag{36.68}$$

P' = complemento de potência a ser calculado, em CV;

Q = vazão do transportador, em kg de açúcar por minuto;

H = diferença média de nível entre a saída do transportador e os pontos de queda do açúcar sob as turbinas, em metros.

Elevadores de açúcar

Muitas vezes, o açúcar é enviado à secagem por um elevador com eixo vertical ou inclinado. É formado por uma corrente ou correia com canecas, enrolando-se sobre uma polia de retorno, na parte inferior, e movida por meio duma polia similar, na parte superior.

A distância das canecas sobre a correia é de 30 a 40 cm.

A velocidade da correia deve ser mantida entre 20 e 30 m/min. A vazão é de:

$$Q = GVN \tag{36.69}$$

Q = vazão do açúcar, em kg/min;

G = peso de açúcar transportado por caneca, em kg;

V = velocidade da correia, em metros/minuto;

N = número de canecas, por metro de correia.

Para G, toma-se a metade do volume de líquido que pode ser contido em uma caneca situada na parte ascendente, calculado em litros.

37

SECAGEM, ARMAZENAMENTO E CONSERVAÇÃO DO AÇÚCAR

O açúcar comercial saindo das turbinas contém, geralmente, uma umidade de 0,5 a 2%. Esta umidade representa graves inconvenientes à conservação do açúcar, quando passa dum certo limite e, especialmente, quando é superior a 1%.

FATOR DE SEGURANÇA

Este limite depende da proporção de impurezas existentes no açúcar. Quanto mais puro o açúcar, tanto mais é prejudicado pela água. Quando se estabelece:

$$f = \frac{\text{água \%}}{100 - \text{polarização}} \qquad (37.1)$$

e que:

$f < 0{,}30$: o açúcar não se deteriora, ou apenas lentamente;
$f > 0{,}30$: o açúcar se deteriora rapidamente.

Entretanto, não há um acordo unânime sobre este valor-limite do fator f, denominado o fator de segurança do açúcar.

Por exemplo, na Índia (FAS, março 1944, p. 40), calcula-se:

0,22 para os açúcares brancos ou refinados
0,20 para o açúcar demerara.

A maioria dos técnicos estabelecem 0,25, em vez de 0,30. Entre 0,25 e 0,30 a conservação é considerada duvidosa.

ÍNDICE DE DILUIÇÃO

Na Austrália, prefere-se uma outra expressão:

$$I.D. = \text{"índice de diluição"} = \frac{\text{água \%} \times 100}{100 - (\text{Pol \%} + \text{água \%})} \qquad (37.2)$$

isto é, a umidade % de não-Pol. Considera-se que os valores de I.D. superiores a 50 (correspondendo a um fator de segurança de 0,33) marcam um risco importante de deterioração.

Acreditamos ser preferível adotar o I.D., em vez do fator *f*.

CONDIÇÕES DE CONSERVAÇÃO DO AÇÚCAR

Spengler e Böttger (ISJ, 1946, p. 42) estabeleceram que entre 10 e 30°C, as qualidades de conservação do açúcar eram independentes da temperatura. Por outro lado, Webster (ISJ, 1941, p. 46) demonstrou que, de 31 a 40°C e umidades variando de 50 a 78%, o fator de segurança somente era válido com as umidades e temperaturas mais baixas.

Os vários autores não estão de acordo sobre a umidade crítica, que fazem variar de 50 a 75%. Em Porto Rico (TSJ, maio 1955, p. 55), considera-se que o ponto de equilíbrio entre o açúcar e a atmosfera está a 63% (umidade ambiente relativa): se a umidade cai abaixo deste índice, o açúcar seca.

Um outro fator que influi sobre a conservação do açúcar ensacado seria, de acordo com Freise (ISJ, 1933, p. 202), a proporção de matérias gordurosas e ceras contidas no tecido do saco e que o tornam menos permeável. Por isso, o açúcar armazenado em sacos lavados é de conservação mais difícil que o açúcar em sacos novos.

ARMAZENAMENTO DE AÇÚCAR EM SACOS

Para ter uma boa conservação do açúcar em armazéns, é preciso (FAS, maio 1940, p. 30):

a) Ensacar o açúcar seco e não quente demais. Se o açúcar estiver a uma temperatura acima de 38°C, endurece.

b) Proteger os sacos da camada inferior da umidade, colocando-os sobre estrados de madeira ou sobre papel betumado.

c) Dispor os sacos em grandes pilhas, preferivelmente cúbicas, para diminuir a superfície em relação ao volume.

d) Cobrir com papel betumado as pilhas, por cima e dos lados.

Em Java, considera-se vantajoso cobrir as pilhas de sacos com uma camada de bagaço seco, destinada a protegê-los das irradiações das chapas do telhado. É bom pintar também os telhados com tinta de alumínio, para diminuir a temperatura.

Com efeito, a conservação torna-se mais difícil:

a) quando a temperatura é mais elevada;

b) quando a umidade atmosférica é mais elevada.

É conveniente manter no armazém uma umidade bastante regular e tão baixa quanto possível. Não deve ser superior a 65%.

Também a temperatura no armazém deve ser a mais constante possível. Só será ventilado nos dias secos e menos quentes.

É bom instalar um termômetro e um higrômetro registradores no armazém.

Volume necessário. — Quando o açúcar é empilhado em sacos, é possível calcular cerca de 800 kg por m³ de pilha. Não se deve esquecer que é preciso deixar corredores em volta das pilhas, necessários à circulação e à manutenção. Também é melhor não encostar as pilhas às paredes.

O uso de empilhadeiras e elevadores diminui as despesas de manutenção.

Quando se empilha açúcar em sacos de juta, é bom dar às paredes da pilha uma inclinação de 20°. Tratando-se de sacos de papel, 7,5° são suficientes. A altura das pilhas pode ser de 25 sacos no primeiro caso e de 40 no segundo (Techn. for Sugar Ref. Workers, p. 425).

GRANEL

O açúcar conservado a granel, em silos, deteriora-se muito mais lentamente que o açúcar ensacado. O açúcar que forma a periferia da pilha torna-se úmido, porém forma uma crosta que diminui a penetração da umidade. Quanto mais grossa ficar esta crosta, tanto mais lenta será a penetração. Desta maneira, nos países tropicais, é possível armazenar açúcar seco durante vários anos, sem perda notável de sua titulação.

Com armazenamento a granel, é possível basear-se em uma densidade aparente do açúcar de 0,80 a 0,85. O açúcar fica bem compactado, ao formar a pilha: a 6 m de altura atinge (Sp. and M., 9.ª ed., p. 259) a densidade 1. Para um silo profundo, é possível calcular,em média,900 kg por m³.

O ângulo de repouso do açúcar seco é de cerca de 33 a 36°. Pode chegar até 50 e 53°, quando o açúcar é úmido. Este ângulo é determinado pela umidade e en-

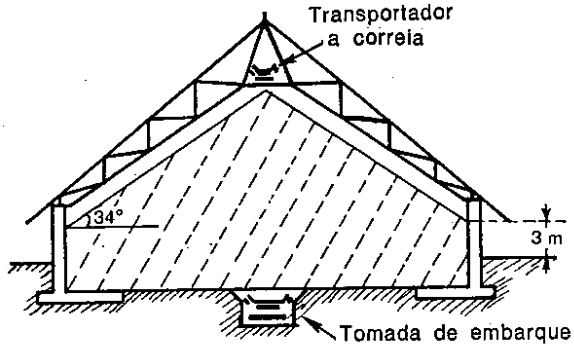


FIG. 37.1. — Silo de açúcar a granel.

contram-se valores diferentes, de acordo com a umidade do açúcar (FAS, agosto 1950, p. 28; ISJ, fevereiro 1952, p. 38). Na Austrália, em Mourilyan, os açúcares das 5 usinas consideradas variam entre 33 e 41°. Em Bourbon é de 33 a 36°.

Na manutenção do açúcar a granel nos silos, não se deve ultrapassar um ângulo de subida de 20° para as correias dos transportadores de borracha (QSSCT, 21.ª, p. 155). Aconselha-se adotar 16°. Entretanto, Sp. and M. (9.ª ed., p. 256) indica um máximo de 22°. Para o açúcar demerara de alta polarização, empregamos 20°, em Bourbon.

Quanto à velocidade destas correias, é possível adotar despreocupadamente 2,5 m/s, sendo que muitos fabricantes ultrapassam este índice.

A pressão do açúcar a granel é maior do que se acredita normalmente. Os silos bem concebidos geralmente não ultrapassam 3 m de parede de sustentação sem escora e consistem, principalmente, em um telhado cobrindo uma pilha prismática de açúcar (fig. 37.1).

O açúcar chega por um transportador a correia instalado na cumeeira e é despejado no silo por um descarregador móvel colocado na correia, ou por um segundo transportador com correia móvel, de comprimento igual à metade do comprimento do silo, alimentado pelo centro e situado logo abaixo do precedente.

A tomada de embarque, para o carregamento dos navios, por exemplo, é executada por baixo, utilizando calhas recobertas e válvulas especiais. O açúcar é empurrado para as calhas, retomado por correia e pesado em balanças automáticas (Servo-Balans ou Schenk). Um guindaste móvel sobre trilhos ao longo do cais e possuindo um braço, que termina num tubo telescópico, leva o açúcar até o fundo do porão. Um distribuidor lança-o até os cantos. O fabricante mais conhecido é a Stephens-Adamson, seu licenciado francês é a Boyer.

Calhas. — Para evitar a adesão do açúcar às paredes das calhas com fundo em forma de pirâmide quadrangular invertida, é preciso dar a estes fundos uma inclinação de 77°, o que corresponde a 72° nos canais (Techn. for Sugar Ref. Workers, p. 426). Em calhas cilindrocônicas, 65° são suficientes (fig. 37.5).

PERDA DE PESO E DE TITULAÇÃO

O açúcar demerara, com bom índice de diluição, armazenado em sacos, nos países tropicais com clima marítimo, perde cerca de 0,1° de titulação (rendimento 2-4) por mês. A manipulação e o transporte marítimo aumentam a perda. Quando o açúcar já está deteriorado, a perda aumenta cada vez mais; com outras palavras, a curva da titulação em função do tempo apresenta uma forma parabólica e inclina-se rapidamente para baixo.

Para o açúcar conservado a granel (ISJ, agosto 1950, p. 262), constatou-se, em Kahului (Havaí), uma perda de polarização de:

Fator de segurança	*Número de análises*	*Perda média de Pol por mês*
$0{,}15 \leqslant f \leqslant 0{,}24$	125	0,01
$0{,}25 < f < 0{,}30$	55	0,02

CALOR ESPECÍFICO DO AÇÚCAR

O calor específico do açúcar cristalizado, entre 15 e 75°C, é de cerca de (TSJ, outubro 1951, p. 12):

$$c = 0{,}28 \text{ kcal/kg}$$

Mais exatamente:

$$c = 0{,}2775 + 0{,}000\,085\ t \qquad (37.3)$$

t = temperatura do açúcar, em °C.

SECAGEM DO AÇÚCAR

A deterioração torna-se mais lenta e a perda de titulação menor, quando se diminui a umidade do açúcar. O teor de água no açúcar demerara, vindo das turbinas, geralmente é de cerca de 0,5 a 2%. Com um secador, é possível diminuí-lo de 0,1 a 0,2%. Com isto, obtêm-se duas vantagens:

a) O açúcar conserva-se melhor.

b) A polarização e a titulação aumentam proporcionalmente à água extraída e, passando, por exemplo, de 97,8° a 98,3°, o rendimento financeiro é muito superior à perda de peso ocasionada pela água evaporada.

SECADOR DE AÇÚCAR

Um secador compreende um aquecedor de ar com ventilador e é dividido em uma parte de secagem e outra de esfriamento (fig. 37.2).

Cálculo dum secador. — A secagem por insuflação de ar quente consiste no aquecimento do ar para aumentar sua capacidade de absorção de água e em projetá-lo sobre o açúcar, o que provoca a evaporação da umidade.

A. VOLUME DE AR. — Há dois sentidos possíveis de circulação:

a) A circulação metódica, com o ar circulando em sentido inverso ao do açúcar.

b) A circulação "paralela", com o ar circulando no mesmo sentido que o açúcar.

Por medida de segurança, o cálculo é baseado na condição mais desfavorável, isto é, supõe-se que o ar ambiente esteja saturado. Por outro lado, como o ar saindo dum secador geralmente não é saturado, supõe-se que tenha apenas absorvido:

a) No caso da circulação metódica: os 2/3 da quantidade de água que poderia ter absorvido se estivesse saturado.

b) Nos outros casos: apenas 1/3 dessa quantidade.

Neste caso (circulação metódica) obtém-se:

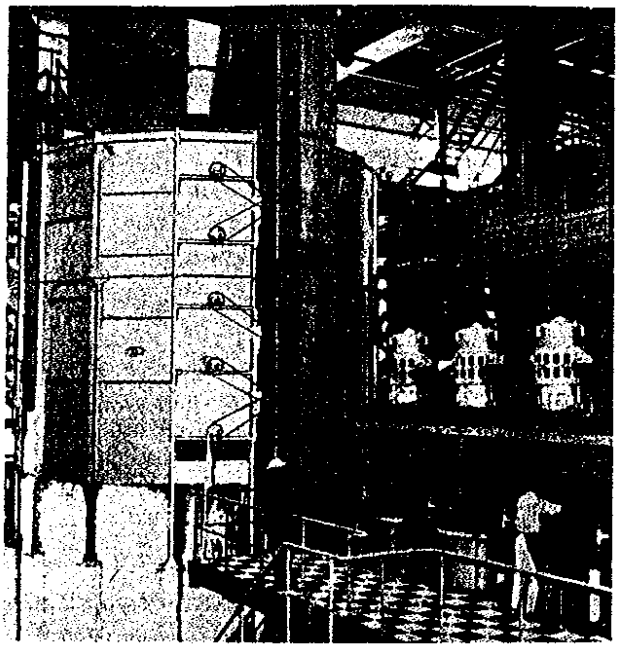


FIG. 37.2. — Secador de açúcar. (Comessa)

$$A = \frac{1\,000P \cdot h}{\frac{2}{3}(H_1 - H_0)} = \frac{1\,500P \cdot h}{H_1 - H_0} \qquad (37.4)$$

A = peso de ar a ser passado no secador, em kg/hora;

P = peso de açúcar a ser secado, em kg/hora;

h = umidade do açúcar em relação à unidade (0,005, por exemplo);

H_0 = peso de vapor contido no ar saturado, à temperatura t_0 de entrada no aquecedor de ar (temperatura ambiente), em gramas/kg;

H_1 = peso de vapor contido no ar saturado, à temperatura t_1 de saída do secador, em gramas/kg.

No caso da circulação não metódica, o coeficiente 1 500 da fórmula (37.4) deve ser substituído por 3 000.

H_1 e H_0 são tomados no gráfico (fig. 37.3). Conhecendo o peso de ar, é possível obter o volume:

$$V = \frac{A}{a_0 + e_0} \qquad (37.5)$$

V = volume de ar necessário, em m³/h;

a_0 = peso de ar seco por m³ de ar saturado, a t_0 graus, em kg/m³;

e_0 = peso de vapor contido em 1 m³ de ar saturado, a t_0 graus, em kg/m³.

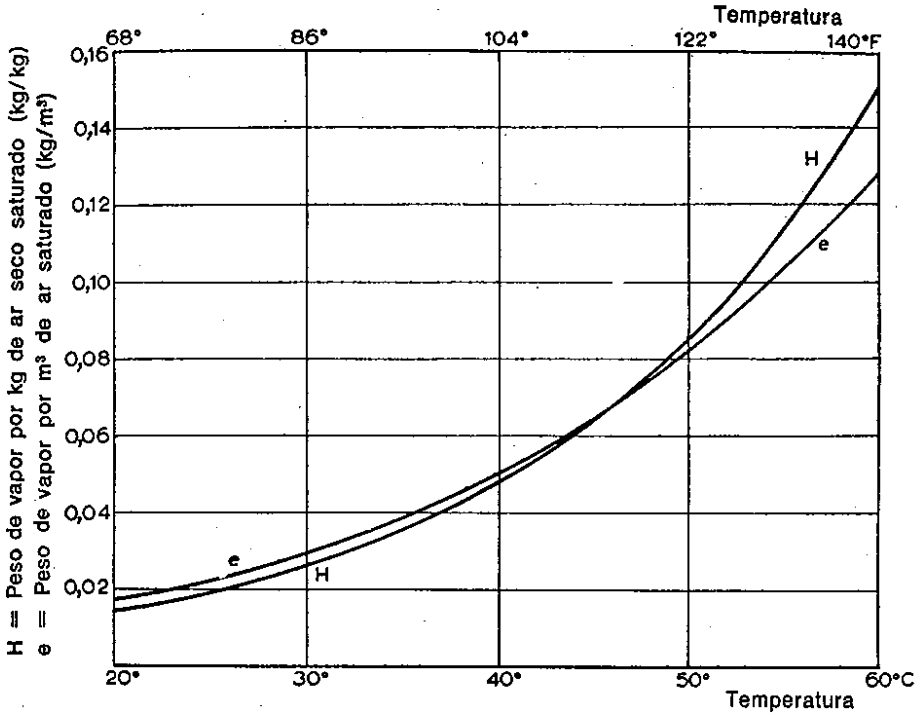


FIG. 37.3. — Peso de vapor por kg e por m³ de ar.

Fornecemos:

1.º a curva de a em função da temperatura (fig. 37.4);

2.º a curva de e em função da temperatura (fig. 37.3).

B. SUPERFÍCIE DO AQUECEDOR DE AR. — O aquecedor de ar é geralmente formado por tubos, com ou sem paletas, em ferro fundido ou alumínio, nos quais o vapor chega a cerca de 5 kg/cm². O vapor condensado sai pela parte inferior.

A superfície do pequeno aparelho de intercâmbio de calor é dada por:

$$S = \frac{M}{k\left(T - \frac{t_1 + t_0}{2}\right)} \tag{37.6}$$

S = superfície de aquecimento do aquecedor de ar, em m²;

M = quantidade de calor a ser transmitida, em kcal/hora;

k = coeficiente de transmissão de calor, em kcal/m²/°C/hora;

T = temperatura do vapor saturado utilizado, em °C;

t_0 = temperatura de entrada do ar frio, em °C;

t_1 = temperatura de saída do ar quente, em °C.

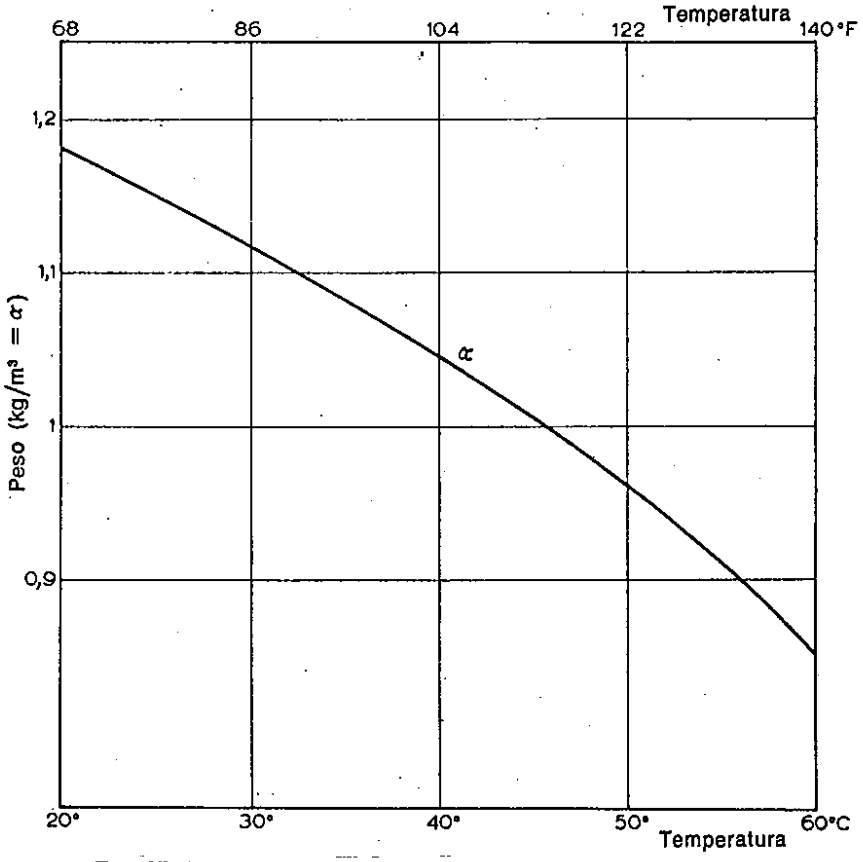


FIG. 37.4. — Peso de ar seco por m³ de ar saturado, em kg/m³.

Toma-se $k = 8$ a 10 kcal/m²/°C/hora.

A quantidade de calor M a ser transmitida calcula-se considerando que possui 3 expressões principais:

1.° As calorias necessárias para aquecer o peso A de ar:

$$q_1 = Ac(t_1 - t_0) \tag{37.7}$$

c = calor específico do ar = 0,24.

2.° As calorias necessárias para evaporar a água contida no açúcar (geralmente é a expressão mais importante):

$$q_2 = Ph(607 + 0{,}3t_1 - t_0) \tag{37.8}$$

3.° As calorias necessárias para aquecer o vapor contido no peso A de ar suposto saturado (geralmente, é uma expressão muito pequena):

$$q_3 = AH_0c'(t_1 - t_0) \tag{37.9}$$

c' = calor específico do vapor $\neq$ 0,475.

H_0 é calculado em kg por kg de ar.

Seria possível acrescentar as calorias necessárias ao aquecimento do açúcar. Porém, como o açúcar já entra com uma temperatura que não é mais baixa do que aquela com a qual sai, esta expressão geralmente não é levada em conta.

Falta o calor perdido no ar ambiente. É levado em conta juntamente com a expressão precedente, não considerada, estabelecendo:

$$M = 1{,}25(q_1 + q_2 + q_3) \tag{37.10}$$

O ar não deve ser aquecido a mais de 95 a 100°C (Tromp, p. 545, indica 110°C), para evitar que a temperatura possa amarelar o açúcar. Geralmente, procura-se conseguir que esteja entre 70 e 95°C na saída do aquecedor de ar.

A velocidade de circulação do ar é de cerca de 1 a 5 m/s, porém, foi assinalado (I.C.S.T., p. 388) que as velocidades superiores a 1 m/s podem arrastar os cristais finos de açúcar.

O consumo de vapor é:

$$Q = \frac{M}{r} \tag{37.11}$$

Q = consumo de vapor do aquecedor de ar, em kg/hora;

r = calor latente do vapor empregado (cerca de 500 kcal/kg).

Geralmente, este consumo de vapor é de cerca de 2 a 3 kg por 100 kg de açúcar.

A parte do secador que serve para esfriar o açúcar deve baixar sua temperatura a cerca de 35 a 40°C.

Como a poeira do açúcar é explosiva, quando é muito fina e misturada ao ar, deve-se proibir o fumar na seção de secagem e preferir um exaustor a um ventilador, para evitar que esta poeira se propague no interior da seção de secagem pelas juntas dos aparelhos.

A concentração de poeira de açúcar no ar a partir da qual podem ocorrer explosões é de 60 g/m³ para as poeiras de 0,1 mm; cai a 7 g/m³ para as poeiras muito finas (Techn. for Sugar Ref. Workers, p. 378). Na Suécia, calcula-se (TSJ, janeiro 1962, p. 10) 17,5 g/m³, sem indicação de tamanho.

Modelos dos secadores. — Há secadores verticais, com bandejas superpostas; entre os aparelhos franceses, um dos mais difundidos é o Comessa (fig. 37.2); entre os alemães, o Büttner. Há também os secadores horizontais, formados por um tambor rotativo; um aparelho francês deste modelo é o Vernon. O modelo mais difundido mundialmente é o Roto-Louvre. Estes secadores, chamados horizontais, possuem uma inclinação de cerca de 5 a 7%, que facilita a progressão do açúcar. Seu comprimento é de cerca de 8 m, sua velocidade de rotação n corresponde a:

$$n \neq \frac{8 \text{ a } 10}{D} \text{ rpm} \qquad (37.12)$$

D = diâmetro do tambor, em metros.

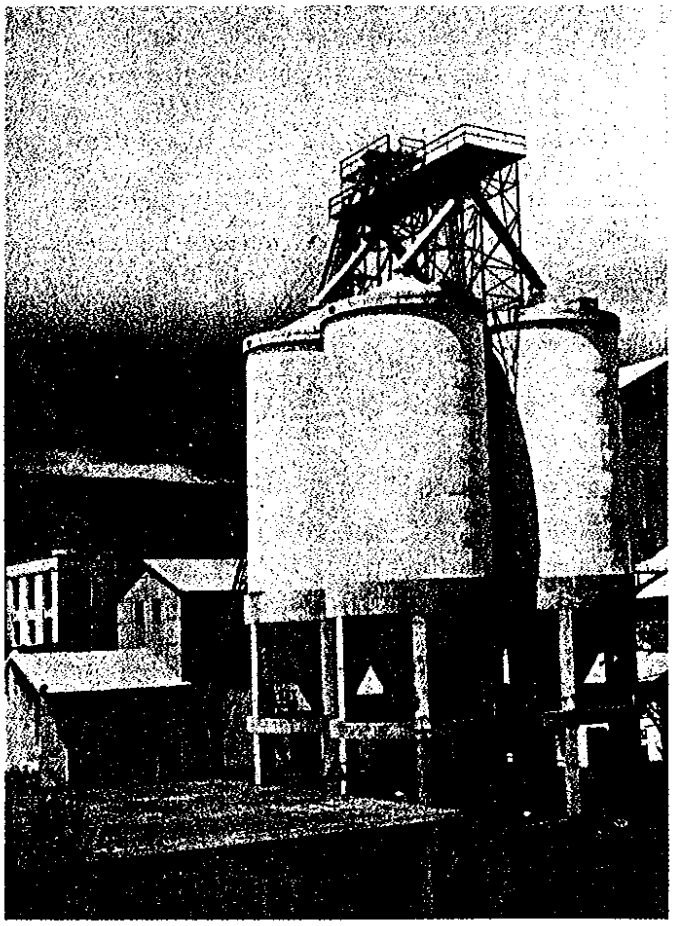


FIG. 37.5. — Silo de açúcar a granel com 4 compartimentos de 800 m³.

BALANÇA AUTOMÁTICA

As calhas de açúcar devem ser precedidas ou seguidas por uma balança automática. Esta pode ser uma balança ensacadora, para o açúcar em sacos. Para o açúcar a granel, pode ser uma balança continua integrada a correia, porém, as balanças descontínuas são mais seguras e aconselháveis. Devem ser mantidas limpas e controladas no mínimo duas vezes por dia.

38

O AÇÚCAR

DENSIDADE

A densidade real do cristal de açúcar é de cerca de 1,6. Na Austrália indica-se, às vezes (13.º C. ISSCT, p. 1706), 1,57.

A densidade aparente do açúcar granulado é bastante variável, conforme a forma e a regularidade dos cristais. Geralmente, varia de 800 a 900 g/dm³. Os açúcares brancos mais puros, às vezes, possuem apenas 720 g/dm³ (ISJ, abril 1951, p. 103). As densidades mais freqüentes do açúcar demerara são de cerca de 820 a 900 g/dm³. Por vibração, durante o enchimento, é possível obter uma compactação de 10 a 20%, o que modifica proporcionalmente os valores acima.

SOLUBILIDADE DA SACAROSE NA ÁGUA

Se se considera uma solução saturada e se estabelece (Verhaar, ISJ, 1941, p. 51):

$$\left.\begin{aligned} E &= \text{g de água \% g de açúcar} \\ S &= \text{g de açúcar \% g de água} \\ s &= \text{g de açúcar \% g de solução} \end{aligned}\right\} \text{no estado de saturação}$$

obtém-se:

$$E = 0{,}355(158 - t) \tag{38.1}$$

$$S = \frac{28{,}162}{158 - t} \tag{38.2}$$

$$s = \frac{10\,000}{100 + E} = \frac{10\,000}{100 + 0{,}355(158 - t)} \qquad (38.3)$$

t = temperatura da solução.

Seguem alguns valores de solubilidade da sacarose, estabelecidos por Wise e Nicholson (IX C. ISSCT, p. 331):

QUADRO 38.1

Solubilidade da sacarose

t °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
s	66,32	68,20	70,14	72,16	74,24	76,40	78,62
S	196,9	214,5	234,9	259,2	288,2	323,7	367,7

Estes valores correspondem à equação:

$$s = 62{,}77 + 0{,}1706t + 0{,}000\,344t^2 \qquad (38.4)$$

Charles (ISJ, maio 1960, p. 126) forneceu valores um pouco diferentes, correspondendo à equação:

$$s = 64{,}4 + 0{,}0725t + 0{,}002\,057t^2 - 0{,}000\,009\,035t^3 \qquad (38.5)$$

Na Polônia (ISJ, março 1969, p. 90), encontrou-se:

$$s = 68{,}415 + 0{,}095\,59t + 0{,}000\,490\,5t^2$$

válido para: $89{,}2 \leqslant t \leqslant 145{,}3$°C. (38.5.1)

CONTRAÇÃO

Quando se dissolve açúcar na água, ou quando se dilui uma solução açucarada, o volume da solução resultante é sempre menor que a soma dos volumes componentes.

No caso das soluções de açúcar puro, de acordo com Paar (FAS, 1936, p. 68), esta contração é máxima para uma concentração de 57,3% e chega então a 10,3 cm³ por litro (ou seja cerca de 1%).

Para as soluções impuras, a contração é diferente, porém geralmente superior.

FILTRABILIDADE

A filtrabilidade do açúcar demerara comercial é uma qualidade exigida pelas refinarias. Consiste na maior ou menor facilidade em filtrar os licores provenientes da dissolução dos açúcares tratados na refinaria.

A filtrabilidade dum açúcar depende de suas impurezas e, principalmente, dos seguintes componentes:

38

O AÇÚCAR

DENSIDADE

A densidade real do cristal de açúcar é de cerca de 1,6. Na Austrália indica-se, às vezes (13.º C. ISSCT, p. 1706), 1,57.

A densidade aparente do açúcar granulado é bastante variável, conforme a forma e a regularidade dos cristais. Geralmente, varia de 800 a 900 g/dm³. Os açúcares brancos mais puros, às vezes, possuem apenas 720 g/dm³ (ISJ, abril 1951, p. 103). As densidades mais freqüentes do açúcar demerara são de cerca de 820 a 900 g/dm³. Por vibração, durante o enchimento, é possível obter uma compactação de 10 a 20%, o que modifica proporcionalmente os valores acima.

SOLUBILIDADE DA SACAROSE NA ÁGUA

Se se considera uma solução saturada e se estabelece (Verhaar, ISJ, 1941, p. 51):

$$\left.\begin{aligned} E &= \text{g de água \% g de açúcar} \\ S &= \text{g de açúcar \% g de água} \\ s &= \text{g de açúcar \% g de solução} \end{aligned}\right\} \text{no estado de saturação}$$

obtém-se:

$$E = 0{,}355(158 - t) \tag{38.1}$$

$$S = \frac{28{,}162}{158 - t} \tag{38.2}$$

$$s = \frac{10\,000}{100 + E} = \frac{10\,000}{100 + 0{,}355(158 - t)} \qquad (38.3)$$

t = temperatura da solução.

Seguem alguns valores de solubilidade da sacarose, estabelecidos por Wise e Nicholson (IX C. ISSCT, p. 331):

QUADRO 38.1

Solubilidade da sacarose

t °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
s	66,32	68,20	70,14	72,16	74,24	76,40	78,62
S	196,9	214,5	234,9	259,2	288,2	323,7	367,7

Estes valores correspondem à equação:

$$s = 62{,}77 + 0{,}1706t + 0{,}000\,344t^2 \qquad (38.4)$$

Charles (ISJ, maio 1960, p. 126) forneceu valores um pouco diferentes, correspondendo à equação:

$$s = 64{,}4 + 0{,}0725t + 0{,}002\,057t^2 - 0{,}000\,009\,035t^3 \qquad (38.5)$$

Na Polônia (ISJ, março 1969, p. 90), encontrou-se:

$$s = 68{,}415 + 0{,}095\,59t + 0{,}000\,490\,5t^2$$

válido para: $89{,}2 \leqslant t \leqslant 145{,}3$°C. (38.5.1)

CONTRAÇÃO

Quando se dissolve açúcar na água, ou quando se dilui uma solução açucarada, o volume da solução resultante é sempre menor que a soma dos volumes componentes.

No caso das soluções de açúcar puro, de acordo com Paar (FAS, 1936, p. 68), esta contração é máxima para uma concentração de 57,3% e chega então a 10,3 cm³ por litro (ou seja cerca de 1%).

Para as soluções impuras, a contração é diferente, porém geralmente superior.

FILTRABILIDADE

A filtrabilidade do açúcar demerara comercial é uma qualidade exigida pelas refinarias. Consiste na maior ou menor facilidade em filtrar os licores provenientes da dissolução dos açúcares tratados na refinaria.

A filtrabilidade dum açúcar depende de suas impurezas e, principalmente, dos seguintes componentes:

Amido
Cera
Gomas
Fosfatos de ferro e outros
Silício

Certos elementos, tais como Ca, Mg, Al, cuja ação principal é o aumento da viscosidade.

O fabricante de açúcar dificilmente pode agir sobre estes fatores, que dependem muito mais da cana do que da usina. Um dos meios que podem ser empregados é a lavagem da torta durante a filtração: diminuindo-a, há menos riscos de deixar cera na fabricação, que é muito prejudicial. Por outro lado, é difícil eliminar o amido na defecação: penetra até no cristal e encontra-se quase integralmente no açúcar.

Os caldos de cana podem conter até 460 mg por litro de amido. Entretanto, uma boa parte pode ser eliminada pela turbinagem (ISJ, outubro 1959, p. 297). Na Austrália, também se procurou eliminá-lo pela ação das diástases naturais do caldo, mantendo-o a 70°C durante 10 a 30 minutos. Este método foi empregado na África do Sul (cf. p. 457). O amido é depolimerizado, sem que a temperatura permita a formação de dextrana.

Na Austrália (QSSCT, 30.° C., abril 1963, p. 157), Briggs constatou uma correlação estreita entre a filtrabilidade do açúcar produzido e o *p*H do caldo clarificado; estes dois elementos variam no mesmo sentido: quando o *p*H varia de 7,0 a 6,6, a filtrabilidade cai de 50 a 36, e um *p*H excepcional de 6,2 deixa-a com cerca de 20.

As impurezas do cristal estão, muitas vezes, no centro, quando um açúcar inferior, o açúcar C, por exemplo, serve de semente ao cristal. Além disso, as impurezas aumentam do centro à periferia, o que é normal, porque a pureza do licor-mãe diminui no cozedor à medida que o cristal aumenta. Isto origina duas condições para se obter um açúcar com melhor filtrabilidade:

a) É preciso refundir o açúcar C (e, sendo necessário, o açúcar B) em vez de utilizá-lo como sementeira para os açúcares B ou A.

b) É preciso fazer cristais pequenos, porque assim se evitam as impurezas periféricas. Payne (RAM, outubro-dezembro 1965, p. 234) aconselha 0,2 mm para o açúcar C e 0,6 para o açúcar A.

TITULAÇÃO

Na França, o valor do açúcar é estabelecido proporcionalmente à sua "titulação", também denominada "rendimento 2-4". É uma fórmula proposta por Girard, em 1876:

$$\text{Título} = \text{Pol} - (2r + 4c) \qquad (38.6)$$

r = redutores % de açúcar;
c = cinzas % de açúcar.

A refinaria retira ainda 1% do título, antes de multiplicar pelo preço do grau de titulação. Este 1% representa as perdas na refinação, além daquelas devidas aos redutores e às cinzas.

Na Austrália, utiliza-se o "título líquido", muito similar:

$$\text{Título líquido} = \text{Pol} - (r + 5c) \qquad (38.7)$$

REGULARIDADE DO CRISTAL

A regularidade do cristal é medida pelo Coeficiente de Variabilidade (C.V.). É igual a 100 vezes a diferença entre as malhas da peneira que retêm 16% e 84% da amostra, dividida por duas vezes a Abertura Média (M.A. = mean aperture), isto é, o tamanho da malha que reteria 50% da amostra.

Um bom cristal tem um C.V. de 20 a 30; um cristal mal formado, um C.V. $>$ 40 (TSJ, novembro 1974, p. 21).

39

O MELAÇO

DENSIDADE

A densidade real do melaço é de cerca de 1,4 a 1,5. Porém, normalmente contém bolhas de ar arrastado pela fricção, cada vez que o melaço escorre em filete para um tanque. Estas bolhas de ar desaparecem apenas muito lentamente, principalmente quando são finas, e devem ser levadas em consideração.

Na Jamaica (ISJ, 1944, p. 23), calcula-se que o ar incluído representa 10 a 15% do volume do melaço. Este volume de ar é maior quando o melaço é manipulado muitas vezes. Encontra-se, por exemplo:

10% para os melaços finos
15% „ „ „ grossos.

Em Antigua (ISJ, 1945, p. 316), era costume retirar 5% do peso teórico para encontrar o peso prático, porém um controle cuidadoso permitiu verificar que, às vezes, era preciso calcular até 17% e mais.

Portanto, é impossível obter um controle preciso pelo volume. Apenas pode ser obtido pesando o melaço.

Há bons modelos de balanças automáticas de melaço. Este tipo de balança exige uma correção automática da tara, para levar em conta a película de melaço que aderiu ao recipiente, após o esvaziamento.

VISCOSIDADE

A viscosidade do melaço aumenta rapidamente quando sua temperatura diminui. Calcula-se (ISJ, 1945, p. 192) que a viscosidade às temperaturas de

50°C, 45°C, 40°C é, respectivamente, proporcional aos números 1, 2, 3. Com outras palavras, a viscosidade dum melaço é praticamente três vezes maior a 40°C do que seria a 50°C.

A viscosidade também aumenta rapidamente com o Brix.

Finalmente, a viscosidade aumenta com a proporção de ar aprisionado sob forma de pequenas bolhas no melaço. Por exemplo (S.M.R.I., Q.B., n.º 10, p. 104), será de cerca de 115% da viscosidade sem ar incluso, quando o volume de ar incluso é de 10%; será de aproximadamente 150%, quando o volume é de 20%. Portanto, é conveniente evitar as introduções de melaço ou de méis por filetes, num tanque, porque este tipo de introdução arrasta o ar em contato com o filete ou jato. O melaço deve escorrer por calha inclinada, penetrando até o fundo do tanque receptor.

CONSERVAÇÃO

Conservado entre 30 e 35°C, o melaço perde 2 a 3% por ano de seus açúcares fermentescíveis (Sp. and M., 9.ª ed., p. 273). Quando a temperatura de armazenamento aumenta de 10°C, esta perda é quádrupla.

O melaço conservado em reservatório subterrâneo deu origem a vários casos de decomposição repentina com desprendimento intenso de calor. As causas deste fenômeno nunca foram bem determinadas, porém sempre ocorria num prazo mais ou menos longo após um aquecimento a 40°C ou mais. Portanto, é preciso conservar o melaço evitando que sua temperatura atinja este limite.

40

CONTROLE DA CONCENTRAÇÃO

RECUPERAÇÃO

Designa-se sob o nome de "Concentração" toda a seqüência da fabricação após as moendas, isto é, o conjunto formado por: clarificação, evaporação, cozimentos, cristalização e turbinagem.

No capítulo 22 já se examinou o controle das moendas. Resume-se, principalmente, à extração, definida da seguinte maneira:

$$\text{Extração} = e = \frac{\text{sacarose no caldo misto \% de cana}}{\text{sacarose que entrou nas moendas \% de cana}}$$

O controle da concentração começa no ponto em que termina o controle das moendas, isto é, com o caldo misto.

A eficiência da concentração é definida de modo análogo à das moendas. Chama-se recuperação a relação da quantidade de sacarose obtida no açúcar fabricado com a quantidade encontrada no caldo misto:

$$\text{Recuperação} = r = \frac{\text{sacarose obtida no açúcar fabricado, \% de cana}}{\text{sacarose no caldo misto, \% de cana}}$$

Denomina-se recuperação geral a eficiência total da usina:

$$\text{Recuperação geral} = e \times r = \frac{\text{sacarose obtida no açúcar fabricado, \% de cana}}{\text{sacarose que entrou nas moendas, \% de cana}}$$

Considerando novamente a concentração, observa-se que a recuperação leva em conta as seguintes perdas:

Perdas de açúcar na torta,
" " " no melaço,
" indeterminadas (vazamentos, arrastos, inversões etc.).

Em inglês, é denominada: "Boiling House Efficiency".

FÓRMULA DE NOËL DEERR

Toma-se como base uma matéria-prima, caldo clarificado, xarope ou massa cozida, retirada em um ponto qualquer da usina, com pureza j. Obtém-se açúcar com pureza s, na proporção de Q kg por kg de matérias secas da matéria-prima considerada, e melaço com pureza m.

Estabelece-se que o peso de sacarose existente na matéria-prima se encontra integralmente no açúcar e no melaço obtidos. Relacionando tudo a 1 kg de matérias secas da matéria-prima, obtém-se:

$$1 \times j = Q \cdot s + (1 - Q)m$$

donde:

$$Q = \frac{j - m}{s - m}$$

ou:

$$\frac{Qs}{j} = \frac{s(j - m)}{j(s - m)}$$

Ora:

Q_s = sacarose contida no açúcar obtido;
j = sacarose contida na matéria-prima.

Portanto:

$\frac{Q_s}{j}$ = sacarose que deve ser extraída do caldo considerado para 1 de sacarose contida nesse caldo, se não houver perda de açúcar durante a operação.

Com outras palavras, deve-se ter:

$$\rho = \frac{s(j - m)}{j(s - m)} \qquad (40.1)$$

ρ = rendimento da operação.

OBSERVAÇÃO. — Esta fórmula supõe que se trate de purezas reais. Noël Deerr afirmou que podia ser considerada como verdadeira, exprimindo s, j, m em purezas aparentes, ou qualquer outra forma de pureza, sob a condição de que as 3 purezas sejam exprimidas da mesma maneira. Isto, porém, não é exato, principalmente com purezas aparentes. Portanto, é preferível utilizá-la com purezas Clerget.

FÓRMULA DE WINTER-CARP

Esta segunda fórmula supõe a existência duma pureza ideal do melaço, m_0, que representaria um trabalho perfeito da concentração. O rendimento ideal da concentração é, então:

$$\rho_0 = \frac{s(j - m_0)}{j(s - m_0)}$$

Em Java, utilizava-se $m_0 = 28{,}57$, porque o açúcar recuperável em % se torna, então:

$$\rho_0 = 100 \cdot \frac{100(j - 28{,}57)}{j(100 - 28{,}57)} = 100\left(1{,}4 - \frac{40}{j}\right) \tag{40.2}$$

É a fórmula simples de Winter-Carp.

Observa-se que, dando a j, nesta fórmula, o valor padrão 85, segue-se:

$$\rho_0^s = \frac{100(85 - 28{,}57)}{85(100 - 28{,}57)} = 93\,\%.$$

INFLUÊNCIA DA PUREZA DO MELAÇO SOBRE O RENDIMENTO

É interessante conhecer qual o aumento a ser esperado duma diminuição de um ponto na pureza do melaço ou, inversamente, qual a perda ocasionada pelo aumento de um ponto da pureza do melaço.

Da fórmula (40.1), tornando $s = 1$, deduz-se:

$$\frac{d\rho}{dm} = -\frac{1 - j}{j(1 - m)^2} \tag{40.3}$$

Tomando para j o valor padrão 85, segue-se:

$$\frac{d\rho}{dm} = -\frac{0{,}1765}{(1 - m)^2}$$

Para:

$$m = 40 \qquad \frac{d\rho}{dm} = -0{,}49$$

Para:

$$m = 30 \qquad \frac{d\rho}{dm} = -0{,}36.$$

Com outras palavras, um ponto de pureza de melaço (passagem 36 a 35, por exemplo, ou inversamente) corresponde a um aumento ou uma perda de cerca de 0,36 a 0,50% sobre a recuperação, ou seja, cerca de 0,34 a 0,46% do açúcar fabricado; pode-se adotar o valor de 0,4%.

PERDAS POR INVERSÃO

Durante as operações de cristalização, na fabricação, isto é, entre o xarope e o açúcar, ocorrem fatalmente perdas por inversão. Dependem principalmente do *p*H e da temperatura do licor-mãe. O *p*H das massas cozidas é, por exemplo, de cerca de:

m.c.	*A*	5,8 a 6,8
„	*B*	5,6 „ 6,5
„	*C*	5,5 „ 6,4

Honig (PST, Vol. II, p. 193) assinala que estas perdas, pela própria natureza dos processos de cristalização, não são inferiores a 0,4% da sacarose existente no xarope. É uma perda inevitável, que faz parte das perdas "indeterminadas".

PROPORÇÃO DE MASSA COZIDA C POR TONELADA DE NÃO-SACAROSE NO CALDO MISTO

Parece (44.º C. SASTA, p. 8) que deve haver cerca de 1 700 litros de massa cozida *C* por tonelada de não-açúcares no caldo misto (não-açúcares = Brix refratométrico — sacarose).

RECUPERAÇÃO TEÓRICA

É interessante comparar a recuperação real obtida pela usina com a recuperação teórica que deveria ter sido obtida. Para calculá-la, dá-se o valor de zero à perda na torta e às perdas indeterminadas, porque são pequenas e poderiam, teoricamente, ser consideradas como zero. A perda no melaço é considerável (geralmente, a maior das 4 perdas) e inevitável. Como se conhece a pureza da matéria empregada, o caldo misto, *j*, a pureza dos dois produtos extraídos, a do açúcar, *s*, e a do melaço, *m*, obtém-se de imediato a recuperação teórica pela fórmula de Noël Deerr:

$$r_t = \frac{s(j - m)}{j(s - m)} \times 100 \qquad (40.4)$$

Se o controle é bem feito e os pesos exatos, a recuperação teórica r_t é, evidentemente, superior à recuperação real *r*. A diferença entre estes dois valores estabelece as perdas ocorridas além daquelas no melaço.

RECUPERAÇÃO DE BASE

É igualmente interessante comparar a perda ocorrida no melaço com a que deveria ter ocorrido se o esgotamento do melaço tivesse sido levado até as mais baixas purezas obteníveis. Para isto, admite-se uma pureza de melaço $m = 28{,}57$ e um açúcar com pureza $s = 100$, o que nos leva à fórmula de Winter-Carp:

$$r_b = 100\left(1{,}4 - \frac{40}{j}\right) \qquad (40.5)$$

j = pureza Clerget do caldo misto.

GRANULADO STANDARD EQUIVALENTE

Duas usinas que fabriquem duas qualidades de açúcar com polarizações diferentes não podem ter o mesmo rendimento, mesmo de sacarose, porque é muito mais fácil alcançar um esgotamento dado com açúcar demerara do que com açúcar branco, por exemplo. Noël Deerr estabeleceu a noção de "Granulado Standard Equivalente", designado por G.S.E. (do inglês "E.S.G. = Equivalent Standard Granulated"). É a quantidade de sacarose que poderia ser obtida teoricamente, partindo dum açúcar com pureza s, sempre supondo uma pureza ideal de melaço $m = 28{,}57$. Portanto, seu valor é:

$$G = 100\left(1{,}4 - \frac{40}{s}\right) \tag{40.6}$$

G = G.S.E.;

s = pureza do açúcar fabricado.

Se $s = 99$, por exemplo, $G = 99{,}60$.

Substituindo o açúcar fabricado pelo G.S.E., ou, com outras palavras, multiplicando a quantidade de açúcar fabricada por G, põe-se em pé de igualdade usinas que fabricam açúcares com qualidades diferentes.

Se uma usina que fabrica açúcar com pureza 99 apresenta um rendimento de 12, seu rendimento em G.S.E. é, portanto:

$$12 \times 0{,}9960 = 11{,}952.$$

RECUPERAÇÃO EM G.S.E.

Isto originou a noção da recuperação em G.S.E., cuja finalidade é eliminar o fator de alteração da qualidade do açúcar, e que é obtido substituindo, no numerador da recuperação r, o rendimento em sacarose pelo rendimento em G.S.E.:

$$r_g = r \times G \tag{40.7}$$

RECUPERAÇÃO REDUZIDA EM G.S.E.

Porém, a recuperação duma usina é maior quando trabalha com um caldo de pureza maior, como o demonstra imediatamente a fórmula de Noël Deerr. A influência da pureza do caldo sobre a recuperação é similar àquela da fibra sobre a extração. Portanto, foi criada uma "recuperação reduzida", assim como se criou uma extração reduzida, e escolheu-se como pureza padrão a pureza Clerget: $j = 85$. Procedeu-se da seguinte forma:

Para evitar as complicações com as 3 perdas da Concentração, juntaram-se a perda na torta e as perdas indeterminadas à perda no melaço, calculando a pureza fictícia do melaço, chamada "pureza virtual", v, sendo que somente ela pode fornecer a recuperação em G.S.E. obtida, r_g, se as outras perdas são nulas. Com efeito, neste caso, obtém-se:

$$r_g = \frac{100(j - v)}{j(100 - v)} \times 100$$

donde:

$$v = \frac{100j(100 - r_g)}{10\,000 - j \cdot r_g} \tag{40.8}$$

A recuperação que seria obtida com esta pureza de melaço virtual v e uma pureza de caldo padrão $j = 85$, seria:

$$r_{85ND} = 100 \times \frac{100(85 - v)}{85(100 - v)} \tag{40.9}$$

ou, substituindo v pelo seu valor (40.8):

$$r_{85ND} = 100 - \frac{3j(100 - r_g)}{17(100 - j)} \tag{40.10}$$

Esta é a expressão adotada pela I.S.S.C.T. como termo de comparação internacional da recuperação.

É inútil passar pela noção de pureza virtual para demonstrar esta fórmula (40.10). É mais simples proceder da seguinte maneira:

Seja:

r_g = a recuperação obtida com cana de pureza j;

r_{85ND} = a recuperação obtida com cana de pureza 85.

Para que estas duas recuperações se correspondam, estabeleceu-se que devem fornecer o mesmo teor de sacarose perdida % de não-sacarose do caldo misto. Ora:

Sacarose perdida % de não-sacarose do caldo misto =

$$\frac{QB_j(1 - r_g)}{QB(1 - j)} = \frac{j(1 - r_g)}{1 - j}$$

Q = peso de caldo misto % de cana;

B = Brix do caldo misto;

j = pureza do caldo misto.

Portanto, é preciso:

$$\frac{j(1 - r_g)}{1 - j} = \frac{85(1 - r_{85})}{15}$$

donde:

$$r_{85} = 1 - \frac{3j(1 - r_g)}{17(1 - j)}$$

Fórmula de Gundu Rao. — Seja r_{85GR} a recuperação reduzida procurada. Como a recuperação real em G.S.E. é r_g, as perdas totais na concentração são:

$$T = 1 - r_g$$

Incluem:

a) As perdas no melaço:

$$a = 1 - \frac{j - m}{j(1 - m)}$$

b) As outras perdas:

$$b = T - a = (1 - r_g) - \left[1 - \frac{j - m}{j(1 - m)}\right]$$

Como se procura uma eficiência padrão independente da pureza do caldo, calcula-se a recuperação reduzida r_{85GR} deixando estas últimas perdas como estão, já que não variam com a pureza do caldo, e dá-se à perda no melaço o valor que teria para uma pureza de caldo padrão = 85. Segue-se:

$r_{85GR} = 1 -$ perdas totais corrigidas.

$$r_{85GR} = 1 - (b + a)$$

$$r_{85GR} = 1 - \left[(1 - r_g) - \left(1 - \frac{j - m}{j(1 - m)}\right) + 1 - \frac{0{,}85 - m}{0{,}85(1 - m)}\right]$$

e, considerando novamente as recuperações e purezas exprimidas em %:

$$\boxed{r_{85GR} = r_g + \frac{100m}{100 - m} \cdot \frac{1\,700 - 20j}{17j}} \qquad (40.11)$$

Considerando a fração k de não-açúcar que ficou no caldo clarificado para 1 de não-açúcar no caldo misto, obter-se-ia a mesma expressão, na qual o segundo membro, após o sinal de +, seria modificado pelo coeficiente k. Porém, este resultado está muito perto de 1 e este aperfeiçoamento nos parece inútil.

Mittal (ISJ, julho 1972, p. 204) observou que a fórmula de Gundu Rao, levando apenas em conta as perdas no melaço, era, na realidade, menos completa que a de Noël Deerr, que considera todas as perdas ocorridas entre o caldo misto e o melaço. Demonstrou isto com alguns exemplos comparativos.

Portanto, convém conservar a fórmula de Noël Deerr.

RECUPERAÇÃO GERAL REDUZIDA EM G.S.E.

Apresenta o seguinte valor:

$$R = e_{12,5} \times r_{85GR} \qquad (40.12)$$

Este padrão leva em conta todos os elementos suscetíveis de modificar a recuperação geral real duma usina, tais como fibra da cana, pureza do caldo,

qualidade do açúcar. Somente a composição própria das impurezas escapa a esta avaliação e deve ser considerada como uma variação possível do valor atribuído.

PADRÃO DE EFICIÊNCIA DA CONCENTRAÇÃO

Este padrão de eficiência, em inglês "Boiling House Performance" ou B.H.P., é representado pelo quociente da Recuperação em G.S.E. (40.7) pela Recuperação de Base (40.5). Esta última depende da pureza do caldo, portanto da quantidade de não-açúcares (43.º C. SASTA, p. 6), que, deste modo, influencia consideravelmente os resultados da concentração. Na África do Sul, decidiu-se não mais levar em conta este fator.

NÃO-AÇÚCARES

Além do controle do açúcar ao longo de toda a fabricação, é importante seguir os não-açúcares, a partir da quantidade introduzida com o caldo misto.

Na África do Sul, Douwes-Dekker organizou o balanço dos não-açúcares no Controle Padrão das várias usinas e chega a conclusões interessantes (37.º C. SASTA, p. 20).

Os não-açúcares são definidos como a diferença entre o Brix e a sacarose (ou o Pol), relacionada a 100 de Brix.

Durante a fabricação, os não-açúcares sofrem as seguintes modificações:

a) Uma parte é eliminada na clarificação.

b) Por outro lado, durante a clarificação, um excesso de cal ou de outra matéria introduzida para o tratamento do caldo ou do xarope aumenta a proporção dos não-açúcares.

c) Durante a clarificação e a concentração, a inversão aumenta os não-açúcares em prejuízo da sacarose, porém, devido a um excesso de alcalinidade, principalmente durante a pré-calagem, uma certa proporção de açúcares redutores (isto é, não-açúcares) pode ser destruída, dos quais uma parte pode ser eliminada.

Na África do Sul, comparando a quantidade de não-açúcares que sai da usina no açúcar e no melaço, Douwes-Dekker considera que esta quantidade pode representar, normalmente, 81% dos não-açúcares presentes no caldo misto (ou seja 73%, quando se utiliza o Brix refratométrico) Um índice inferior demonstra, geralmente, uma fabricação cuidadosa. Um índice maior indica excesso de cal, inversão e, especialmente, recirculações ou refundições demasiadas no sistema de esgotamento adotado. Na África do Sul, nas várias usinas, os índices individuais de não-açúcares no açúcar e no melaço % de não-açúcares no caldo misto variam de 75 a 90, com algumas exceções.

A comparação desta relação com as perdas na torta e no melaço e as perdas indeterminadas pode permitir conhecer se um trabalho insatisfatório da concentração é devido à inversão ou à pureza muito alta do melaço. É possível considerar que as perdas no melaço são proporcionais a esta relação. Conseguindo reduzi-la de 90 a 81%, por exemplo, reduzir-se-ia uma perda no melaço de 9 a 8,1.

Estes índices correspondem a um Brix gravimétrico. Seriam diferentes, se os Brix fossem refratométricos.

Ao relacionar os não-açúcares em (Melaço + Açúcar) aos não-açúcares no caldo clarificado (no lugar do caldo misto) e considerando apenas as usinas que utilizam o Brix refratométrico, calculou-se na África do Sul (44.º C. SASTA, p. 6) que esta relação é de cerca de 0,83.

O controle do "não-açúcar na saída" é principalmente importante quando o peso de melaço é conhecido exatamente. Por exemplo, se o peso do melaço é muito grande, encontra-se um volume de não-açúcar na saída de 90; percebe-se a causa do erro pelo valor das perdas indeterminadas: se estas são pequenas, o peso do melaço é grande demais. Portanto, isto constitui um meio de saber se perdas indeterminadas excessivas provêm de arrastos ou da inversão; acima de 8! de não-açúcares na saída, a diferença pode ser atribuída a perdas por inversão superiores ao normal.

BALANÇO DO BRIX

Da mesma maneira, faz-se um balanço do Brix, do caldo misto até o açúcar e o melaço.

BALANÇO DOS REDUTORES

É conveniente fazer um balanço dos redutores, como se faz um balanço dos não-açúcares e um balanço do Brix.

Igualando os redutores no caldo misto a 100 e descontando a fração que se decompõe durante a calagem, Douwes-Dekker acredita que no caldo clarificado ainda ficam 90 a 95 (39.º C. SASTA, 1965, p. 18). Durante a evaporação, formam-se outros e chega-se a 92 ou 97. Durante o cozimento, há formação e destruição de redutores. Finalmente, sua quantidade geralmente é mais elevada no melaço que no caldo clarificado, porém Douwes-Dekker acredita que a quantidade não deve ser maior que no caldo misto. Os açúcares redutores são destruídos, quando o *p*H é alto, porém com *p*H fraco estes se formam.

Perdas indeterminadas muito grandes, aliadas a não-açúcares e a redutores elevados na saída, indicam grandes perdas por inversão.

Porém, como 95 de sacarose fornecem 100 de açúcar invertido, a inversão aumenta as perdas indeterminadas de sacarose, mas diminui as perdas indeterminadas de Brix.

CONTROLE PADRÃO DA USINA

Fornecemos, agora, o modo de cálculo do controle da usina, de acordo com as prescrições existentes em 1967 da I.S.S.C.T. e da I.C.U.M.S.A.

Dados	*Brix*	*Açúcar*	*Pureza aparente*	*Pureza Clerget*	*Umidade*	*Matérias em suspensão %*
Caldo primário		t'				
Caldo 2.ª moenda			p			
Caldo última extração			p			
Caldo misto	B	t		j		f
Méis B rejeitados		x				
Melaço		z		m		
Bagaço 1.ª moenda		u'			h'	
Bagaço final		u			h	
Torta		v				
Açúcar		S	s		H	

	Peso	*% kg cana*
Cana moída	C	100
Caldo misto obtido	Q	q
Água de embebição utilizada	W	w
Peso de torta obtido	X	
Peso de melaço obtido	Y	
Peso de méis rejeitados	Y'	
Sacarose perdida no melaço % de cana		E
Cana moída por hora	V	
Sacarose obtida % de cana		Z

Cálculos

0. Peso corrigido de caldo misto $$Q' = Q\frac{100 - f'}{100}$$

1. Brix % de bagaço $$n = 100\frac{u}{p}$$

2. Fibra % de bagaço $$g = 100 - h - n$$

3. Bagaço produzido $$P = C + W - Q$$

4. Bagaço % de cana $$b = 100\frac{P}{C}$$

5. Fibra % de cana $$f = \frac{bg}{100} + \frac{Qf'}{C}$$

6. Fibra passada nas moendas $$F = \frac{Pg}{100} + \frac{Qf'}{100}$$

7. Embebição % de fibra $$\frac{W}{F}$$

8. Brix no caldo misto $$M = \frac{Q'B}{100}$$

9. Sacarose no caldo misto $T = \frac{Q't}{100}$

10. Brix restante no bagaço $N = \frac{Pn}{100}$

11. Sacarose no bagaço $U = \frac{Pu}{100}$

12. Sacarose na cana $R = T + U$

13. Caldo absoluto $A = C - F$

14. Brix do caldo absoluto $a = 100\,\frac{M + N}{A}$

15. Sacarose % de caldo absoluto $l = 100\,\frac{T + U}{A}$

16. Pureza do caldo absoluto $100\,\frac{l}{a}$

17. Caldo absoluto extraído $J = 100\,\frac{M}{a}$

18. Caldo absoluto extraído % de cana $k = 100\,\frac{J}{C}$

19. Diluição % de cana $d = q - k$

20. Água de embebição no bagaço % de cana $w - d$

21. Sacarose % de cana $r = 100\,\frac{R}{C}$

22. Sacarose na torta $\frac{Xv}{100}$

23. Sacarose no melaço $\frac{Yz}{100}$

24. Sacarose nos méis rejeitados $\frac{Y'x}{100}$

25. Fibra bagaço 1.ª moenda $g' = 100 - 100\,\frac{u'}{p'} - h'$

26. Caldo primário extraído % de cana $K' = 100 - \frac{100f}{g'}$

27. Sacarose no caldo primário % de cana $c' = \frac{K't'}{100}$

Moendas

28. Extração da 1.ª moenda $e' = 100\frac{c'}{r}$

29. Sacarose extraída % de cana $c = 100\frac{T}{C}$

30. Sacarose no bagaço % de cana $100\frac{U}{C}$

31. Extração $e = 100\frac{T}{R}$

32. Coeficiente sacarose/fibra $100\frac{u}{g}$

33. Coeficiente de extração $100\frac{100 - e}{f}$

34. Extração reduzida (Mittal) $e_{12,5} = 100 - \frac{12{,}5(100 - e)}{f}$

35. Caldo absoluto perdido % de fibra $\frac{10\,000n}{ag}$

Concentração

36. Índice melaço $\frac{100E}{100\frac{c}{j} - c}$

37. Recuperação $100\frac{Z}{c}$

38. Recuperação teórica $\frac{s(j - m)}{j(s - m)} \times 100$

39. Recuperação de base $L = 100\left(1{,}4 - \frac{40}{j}\right)$

40. Granulado Standard Equivalente $G = 100\left(1{,}4 - \frac{40}{s}\right)$

41. Rendimento em G.S.E. $H = \frac{GZ}{100}$

42. Recuperação em G.S.E $K = 100\frac{H}{c}$

43. Recuperação reduzida em G.S.E. $r_{85GR} = K + \frac{100m}{100 - m} \cdot \frac{1\,700 - 20j}{17j}$

44. Desempenho da concentração $100\frac{K}{L}$

Trabalho Geral

45. Recuperação geral, em G.S.E. $100\frac{H}{r}$

46. Recuperação geral reduzida, em G.S.E. $\frac{e_{12,5} \times r_{85GR}}{100}$

E. HUGOT

MANUAL DA ENGENHARIA AÇUCAREIRA

EDITORA MESTRE JOU

LIVRO 2

VOLUME 2/2

41

O VÁCUO

O múltiplo-efeito e os cozedores duma usina trabalham sob vácuo. Portanto, é preciso estabelecer este vácuo.

Mais freqüentemente, é estabelecido da seguinte maneira (fig. 41.1). Por meio duma bomba de ar, estabelece-se o vácuo num recipiente fechado denominado condensador, em comunicação com os aparelhos nos quais se deseja estabelecer o vácuo.

Uma bomba leva água fria a este condensador, a qual assegura a condensação do vapor vindo dos cozedores ou do múltiplo-efeito. O condensador está colocado a uma altura suficiente para que a água, após condensar o vapor, escorra por gravidade, juntamente com o vapor condensado. Portanto, o condensador é um aparelho barométrico, prolongado na parte inferior por uma coluna barométrica que mergulha num tanque em comunicação com a atmosfera. Como o vácuo se aproxima a cerca de 10 a 20% do vácuo absoluto, e como o líquido deste barômetro é água (e não mercúrio), a altura da coluna deve ser de cerca de 10 m (em vez de 76 cm):

$$0{,}76 \text{ m} \times 13{,}6 = 10{,}33 \text{ m}$$

13,6 = densidade do mercúrio em relação à água.

Quando não se possui água fria em quantidade suficiente, envia-se a água quente que sai da coluna a um sistema de esfriamento, donde, ao sair com uma temperatura mais baixa, é reconduzida ao condensador como água fria, descrevendo assim um circuito fechado.

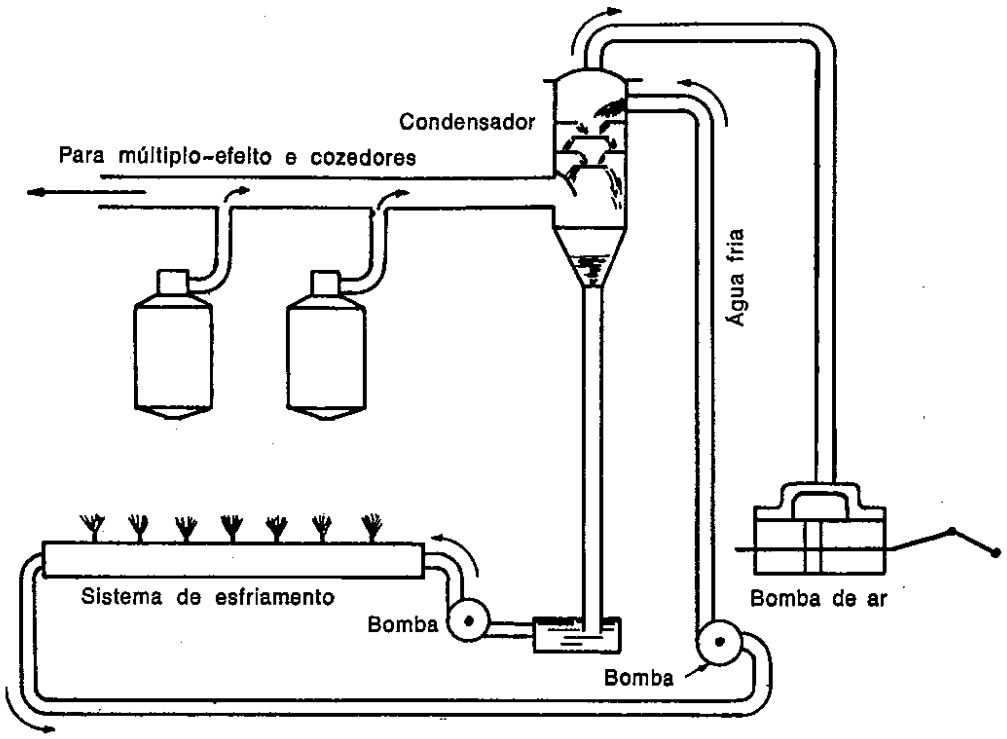


FIG. 41.1. — Instalação de vácuo.

SISTEMAS DE VÁCUO

A instalação de vácuo duma usina pode ser mais ou menos complexa.

1.º **Vácuo central.** — A disposição mais simples consiste na centralização de toda a instalação em um único ponto. Neste caso, há apenas uma bomba de ar, uma bomba de água fria e um condensador para toda a usina. Os inconvenientes deste sistema foram examinados (p. 728).

2.º **Vácuo individual.** — Por isso, justifica-se que muitas usinas prefiram prever a instalação de vácuo para cada aparelho a ser ligado: uma para o múltiplo-efeito e uma para cada cozedor. Às vezes, a mesma instalação serve dois ou mais aparelhos.

3.º **Condensadores individuais e bomba de ar central.** — Também é possível instalar tantos condensadores com suas colunas quantos vácuos individuais sejam necessários, ligando estes vários condensadores a uma mesma bomba de ar.

Neste caso, e quando se deseja regular o vácuo em cada um dos condensadores, é preciso:

a) Que a bomba de ar trabalhe com um vácuo superior ao vácuo maior desejado nos vários condensadores e aparelhos conectados.

b) Que estes vários condensadores sejam ligados a uma bomba por tubulações de ar com a seção necessária exata.

c) Que, para cada uma destas tubulações, seja instalada uma válvula, cuja seção deve, preferivelmente, ser um pouco menor que a da tubulação e que servirá à regulagem do vácuo do condensador considerado. Para uma regulagem de precisão e com maior estabilidade, pode-se até instalar em *by-pass*, em volta desta válvula, uma pequena válvula auxiliar com seção ainda menor.

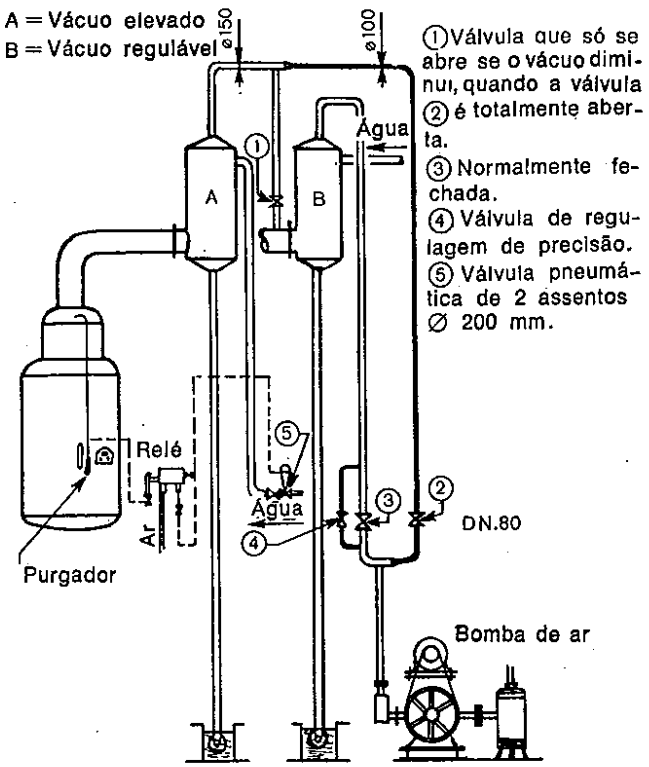


FIG. 41.2. — Ligação de condensadores individuais. Disposição aconselhada (Babcock Atlantique).

d) Neste caso, é prudente instalar uma ligação com válvula entre o tubo de ar dos condensadores que devem funcionar normalmente sob os vácuos mais fracos e a entrada de vapor dos condensadores sob vácuo mais forte, que são ligados a tubulações de ar com seção maior. Se bem que, normalmente, esteja fechada, esta comunicação pode ser muito útil, quando há entradas de ar repentinas nos primeiros condensadores (fig. 41.2).

VALORES HABITUAIS DO VÁCUO

É possível obter industrialmente vácuos muito elevados, ultrapassando 75 cm para uma pressão barométrica de 76. Porém, na fabricação de açúcar de cana, os vácuos necessários e encontrados, na prática, variam de 60 a 68 cm, mais freqüentemente de 63 a 66 cm.

Se a usina está instalada numa altitude que deve ser levada em consideração, os valores indicados devem ser multiplicados pela relação $H/76$ da altura barométrica local com a altura normal.

EXPULSÃO DO AR

O vácuo só pode ser obtido quando se expulsa, de modo contínuo, o ar misturado ao vapor e proveniente, principalmente, de fugas inevitáveis que ocorrem

nos aparelhos e nas tubulações. Deixando de evacuar o ar, este se acumularia e o vácuo cairia rapidamente, apesar da condensação do vapor.

A este ar proveniente das fugas e de várias outras causas examinadas mais adiante (p. 892), acrescentam-se os outros gases incondensáveis, oriundos do caldo. Fala-se do conjunto (ar + outros gases incondensáveis), designando-o tanto por "incondensáveis", quanto por "ar". Empregar-se-á esta última expressão, ficando subentendido que se aplica a todos os gases incondensáveis que acompanham o vapor a ser condensado. Justifica-se ainda mais, porque na fabricação do açúcar de cana o ar compõe a quase totalidade dos incondensáveis, geralmente 98 a 99%.

Serão estudados sucessivamente:

1.º O aparelho em que se efetua a condensação do vapor: o condensador.

2.º A máquina que assegura a expulsão do ar: a bomba de ar.

3.º A coluna barométrica, pela qual escorre a água de condensação, arrastando o vapor condensado.

4.º As bombas de água que injetam a água fria ao condensador ou recalcam a água quente ao sistema de esfriamento.

5.º O sistema de esfriamento, que fecha o circuito da água, retirando-lhe as calorias adquiridas no condensador.

O CONDENSADOR

O condensador é o recipiente dentro do qual se efetua o contato entre o vapor a ser condensado e a água fria.

Distinguem-se vários tipos de condensadores:

1.º Quanto à maneira de extração do ar:

a) Os condensadores de ar úmido, nos quais a água e o ar misturados são extraídos juntos.

b) Os condensadores de ar seco, nos quais a água e o ar são extraídos separadamente (figs. 41.4, 5, 6 e 8).

2.º Quanto à maneira de extração da água:

a) Os condensadores curtos, com extração por bomba (fig. 41.5).

b) Os condensadores barométricos, com escoamento da água por gravidade (fig. 41.6).

3.º Quanto à maneira de circulação do ar:

a) Os condensadores de co-correntes, denominados erroneamente condensadores a correntes paralelas, nos quais água e ar circulam no mesmo sentido. (figs. 41.3, 7 e 8).

b) Os condensadores de contracorrentes, nos quais água e ar circulam em sentido inverso (figs. 41.4, 5 e 6).

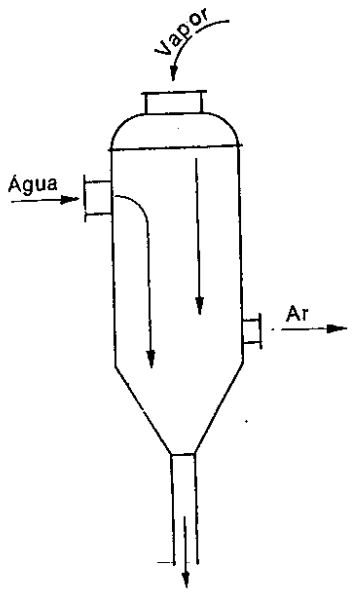


FIG. 41.3. — Condensador de ar seco de co-correntes.

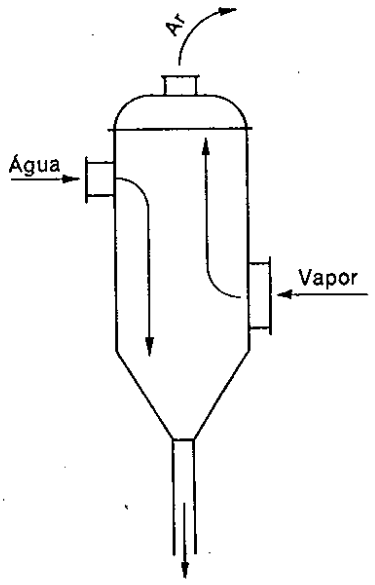


FIG. 41.4 — Condensador de ar seco de contracorrentes.

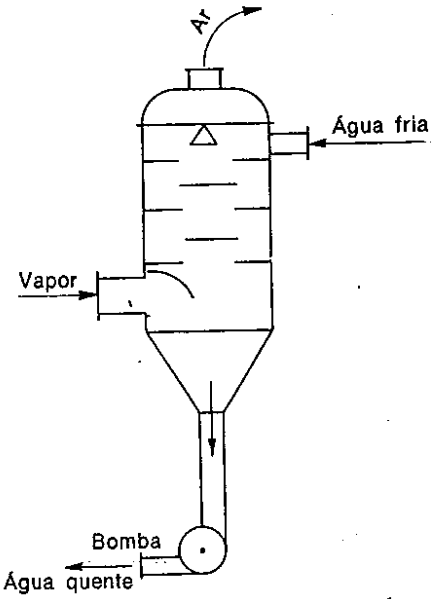


FIG 41.5. — Condensador curto de contracorrentes.

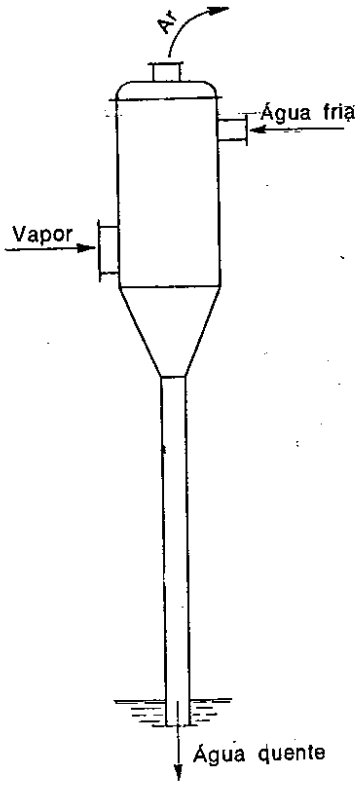


FIG. 41.6. — Condensador barométrico de contracorrentes.

Um condensador de contracorrentes é, evidentemente, um condensador de ar seco.

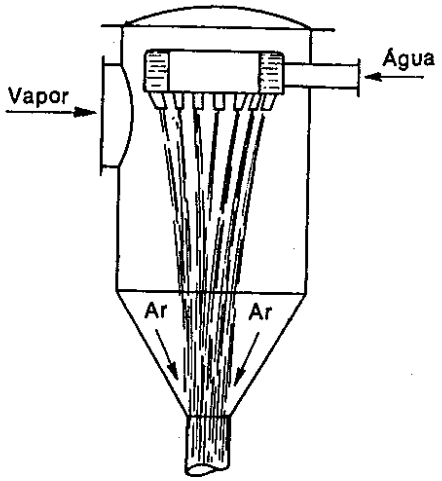


FIG. 41.7. — Condensador de co-correntes de ar úmido.

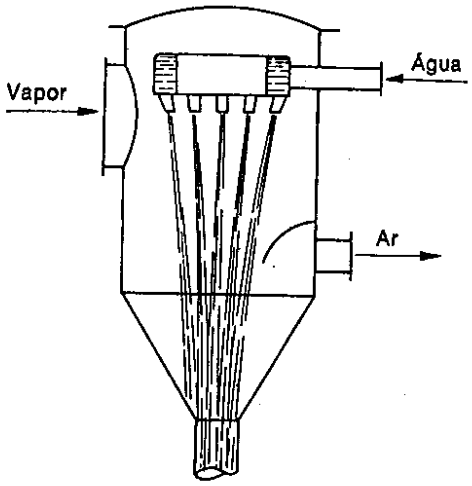


FIG. 41.8. — Condensador de co-correntes de ar seco.

São os seguintes os modelos encontrados em usinas:

a) Condensadores barométricos de ar seco e de contracorrentes.

b) Condensadores barométricos de ar seco e de co-correntes.

c) Condensadores barométricos de ar úmido e de co-correntes, sem bomba de ar (condensadores multijatos).

Será examinado principalmente o condensador barométrico de ar seco e de contracorrentes, que constitui a instalação mais generalizada. Será comparado ao condensador de co-correntes; os condensadores multijatos serão examinados separadamente, pois são condensadores barométricos de ar úmido e de co-correntes. Serão citados rapidamente alguns condensadores especiais interessantes, porém não serão mencionados modelos ultrapassados e sem interesse prático.

Altura do condensador

O condensador é um cambiador de temperatura entre vapor e água fria. O intercâmbio é mais completo quanto mais íntimo for o contato entre estes dois fluidos. Ora, este resultado depende da superfície proporcionada pela água e da duração do contato. A superfície de contato depende do percurso da água, de sua subdivisão ou de sua pulverização. O tempo de contato depende, sobretudo, da altura do condensador e do número de estágios ou chicanas interpostos para fracionar a queda da água em um número igual de pequenas quedas. Em cada queda, as moléculas da superfície são renovadas e o intercâmbio aperfeiçoado. Porém, o intervalo entre as chicanas é limitado pela necessidade de deixar

uma passagem suficiente. Assim, para um fracionamento dado da água, a altura do corpo do condensador deve ultrapassar um certo mínimo, para que a eficiência do intercâmbio seja conveniente. Noël Deerr (p. 362) calcula:

H = 4,50 m para um condensador sem chicanas;
H = 3,65 " " " " com 4 chicanas;

sendo que este número de chicanas é considerado suficiente e ótimo. Hausbrand (pp. 281-284) calcula:

QUADRO 41.1

Altura do corpo dos condensadores

Condensadores de ar úmido de contracorrentes, com capacidade de 300 a 3 000 kg/h de vapor a ser condensado:	
Sem chicanas	H = 1 m a 1,80 m
Com 1 chicana	H = 1 " " 1,80 "
" 2 chicanas	H = 1,25 " " 2,25 "
Condensadores de ar seco de contracorrentes, com capacidade de 300 a 12 000 kg/h de vapor a ser condensado:	
Sem chicanas	H = 3 m, no mínimo
Com chicanas	H = 2,40 " a 3,60 m.

Estas últimas alturas são dadas para 5 a 6 chicanas e calculadas no interior do corpo, a partir da bandeja superior de distribuição de água.

Em condensadores de contracorrentes, é possível calcular, para altura total do corpo, entre a entrada de água fria e a parte superior da coluna barométrica, para 4 a 6 chicanas:

QUADRO 41.2

Altura do corpo dos condensadores de contracorrentes comuns

Capacidade em kg/h de vapor a ser condensado	500	5 000	20 000	100 000
Altura H, em m	1,50	2,50	3	6

Ou seja, cerca de 2,50 a 3 m para as capacidades normais em usinas.

Para os condensadores com queda de água aspergida, constatou-se, na Austrália (38.º C. QSSCT, p. 155), que a bandeja de distribuição de água deve estar, no mínimo, 2 m acima do nível superior do tubo de entrada de vapor.

Seção do condensador

Enquanto a altura do condensador varia apenas muito pouco com a capacidade em vapor a ser condensado (aproximadamente, como a raiz cúbica, toman-

do como base os últimos números precedentes), a seção depende diretamente da quantidade de vapor a ser condensada.

Noël Deerr (p. 362) indica:

S = 0,15 m² por tonelada de vapor a ser condensada por hora;

S = seção horizontal do corpo do condensador.

Na Austrália (38.º C. QSSCT, p. 155), considera-se que o diâmetro do condensador não deve ser superior ao diâmetro do tubo de entrada de vapor. Hausbrand (pp. 274-283) assinala:

QUADRO 41.4

Seção do corpo dos condensadores com pequena capacidade

Capacidade em kg/h de vapor a ser condensado	*Diâmetro do corpo*	
	sem chicanas	*com chicanas*
300	400 mm	500 mm
1 000	550 „	600 „
2 000	700 „	775 „

Volume do condensador. (36º C. QSSCT, p. 95)

Relacionou-se igualmente a capacidade dos condensadores a seu volume. Como volume considera-se apenas a parte cilíndrica, excluindo as partes troncocônicas superior e inferior.

Strauss (S.A. Sug. J., 1966-50, p. 467) aconselha um volume de 750 dm³ por t/h de vapor a ser condensado. Porém Stewart determinou de modo experimental que 625 dm³/t/h eram suficientes na maioria dos casos e que, nos dois modelos, 400 e 275 dm³/t/h eram suficientes. Os modelos mais eficientes são os que possuem aspersor, por exemplo: água, caindo do alto por uma bandeja perfurada com 3 308 furos de 12,5 mm, com furo central de 380 mm, situado acima duma pequena bandeja, para um condensador de 2 440 mm de diâmetro. Ou ainda: condensador comum, no qual os furos estão nas bandejas e nas chicanas anulares.

Portanto, na Austrália, aconselha-se (69th. Ann. Rep., p. 74) um volume ("barrel volume", definido acima) de 500 dm³/t/h de vapor a ser condensado, para o modelo com aspersor, e 625, para o modelo com chicanas, discos e anéis.

Constatou-se (38.º C. QSSCT, p. 155) que a condensação se efetuava principalmente sobre a parede do condensador e que, por este motivo, era conveniente que uma parte da água escorresse ao longo da parede.

O tubo de vácuo deve estar situado no eixo do condensador.

Seção do tubo de vapor

A seção do tubo de vapor que conduz ao condensador o vapor dos aparelhos conectados depende da pressão absoluta do vapor, isto é, do vácuo. Porém:

1.º O vácuo, na fabricação, varia apenas em limites bastante estreitos.

2.º Quando se permite uma certa perda de carga, calculada em % da pressão de vapor, isto leva a velocidades de vapor tanto maiores quanto menor for a pressão absoluta. Conseqüentemente, quando o vácuo varia, quando aumenta, por exemplo, a diminuição de densidade do vapor, é, até certo ponto, compensada pelo aumento da velocidade. Segue-se que a vazão do tubo em kg de vapor diminui apenas muito lentamente, quando o vácuo aumenta.

Por exemplo, adotam-se as seguintes velocidades de vapor:

QUADRO 41.5

Variação da velocidade do vapor de acordo com sua pressão

Vácuo H	*Velocidade de vapor adotada* v	*Peso específico do vapor* d	*Rendimento* $v \times d$
60 cm	45 m/s	0,140 kg/m³	6,3
65 „	50 „	0,100 „	5
70 „	65 „	0,056 „	3,6

Portanto, geralmente é suficiente estabelecer o tubo de vapor para uma velocidade de 50 m/s sob um vácuo de 65 cm. Como o peso específico é 0,1, o cálculo é rápido e o tubo pode fornecer o mesmo peso de vapor a 70 cm com uma velocidade ainda aceitável de 90 m/s.

Com efeito, é possível aproximar-se, sem grandes inconvenientes, das seguintes velocidades:

QUADRO 41.6

Velocidades máximas adotadas para o vapor sob vácuo

Vácuo	*Velocidade máxima adotada*
55 cm	70 m/s
60 „	80 „
62 „	85 „
63 „	88 „
64 „	92 „
65 „	95 „
66 „	100 „
68 „	110 „
70 „	120 „

Na Austrália (38.º C. QSSCT, p. 155), o tubo de vapor apresenta uma seção correspondendo a uma velocidade de vapor inferior ou igual a 60 m/s.

EXEMPLO. — Deve-se assegurar, para um vácuo de 65 cm, uma vazão de vapor de 14 400 kg/h. Determina-se o diâmetro do tubo de vapor que vai ao vácuo.

Tem-se:

Vazão de vapor:

$$Q = \frac{14\,400}{3\,600} = 4 \text{ kg/s}$$

Volume de vapor (peso específico = 0,100 kg/m³):

$$V = \frac{4}{0{,}1} = 40 \text{ m}^3/\text{s}$$

Seção do tubo para uma velocidade de 50 m/s:

$$s = \frac{40}{50} = 0{,}8 \text{ m}^2$$

Diâmetro do tubo:

$$D = \sqrt{\frac{4s}{\pi}} = 1 \text{ m.}$$

Baseando-se nos valores indicados acima (v = 50 m/s; H = 65 cm; d = 0,1 kg/m³), é possível estabelecer em primeira aproximação:

$$D = \frac{\sqrt{Q}}{120} \qquad (41.1)$$

D = diâmetro do tubo de vácuo conectado a um ou aos vários aparelhos, em metro;

Q = vazão de vapor de um ou dos vários aparelhos, em kg/hora.

Seção do tubo de água fria

A água fria pode chegar por gravidade ou ser recalcada pela bomba. Sua carga normal, h, é igual à carga geométrica à entrada do condensador, acrescentada do vácuo, calculado em altura de água. Obtém-se, então:

$$v = a\sqrt{2gh} \qquad (41.2)$$

v = velocidade da água no tubo de chegada, em decímetros/segundo;

a = coeficiente que depende do comprimento do tubo, de suas curvas, válvulas e outros obstáculos encontrados. Geralmente, a é de cerca de 0,5;

g = 98 dm/s/s;

h = carga de água fria, à sua entrada no condensador, em decímetros.

Se a água chega por gravidade e se o reservatório donde é proveniente está num nível inferior ao do condensador, é preciso estabelecer, primeiramente, o vácuo com a bomba de ar, para que a água possa ser aspirada ao condensador.

O reservatório não deve estar a mais de 6 m abaixo da entrada da água no condensador, quando se deseja uma carga mínima de cerca de 3 m em funcionamento normal (um vácuo de 66 cm de mercúrio = 9 m de água).

Da velocidade v da água no tubo, deduz-se facilmente o diâmetro deste:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi v}} \tag{41.3}$$

D = diâmetro do tubo de água fria, em decímetros;
Q_1 = vazão de água fria, em kg/s ou l/s;
v = velocidade da água em dm/s, dada por (41.2).

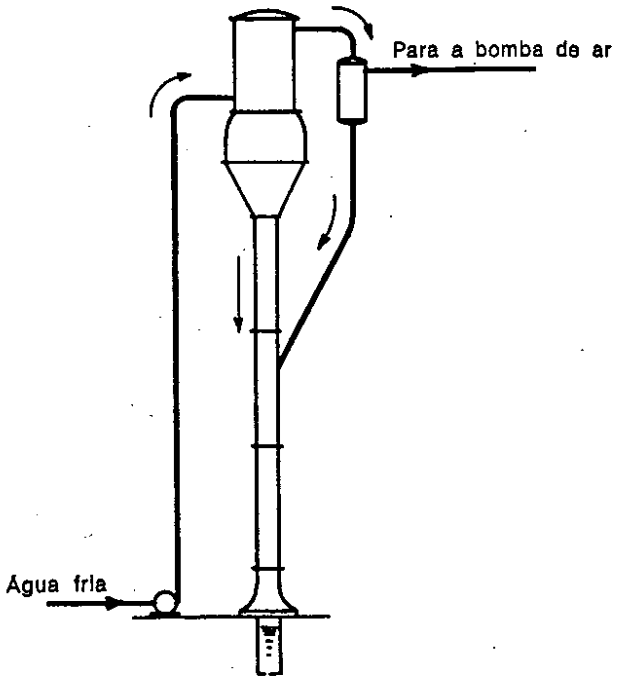


FIG. 41.9. — Separador de água.

Separador de água. — Quando a bomba de ar é de duplo efeito, é preciso evitar, de qualquer maneira, que a água possa chegar à bomba de ar, onde ocasionaria um acidente grave ("golpe de água"). Portanto, como podem ocorrer arrastos ou haver formação de espuma, interpõe-se, como medida de segurança, um separador entre a tomada de ar do condensador e a bomba de ar (fig. 41.9).

Peso de vapor a ser condensado

Para um anteprojeto, qual a quantidade de vapor a ser condensada que deve ser calculada para determinar a capacidade do condensador?

Evaporação. — A quantidade de vapor a ser condensada é igual àquela que sai do último corpo dum múltiplo-efeito e que é facilmente calculada (cf. p. 616).

É possível calcular, geralmente, em kg de vapor por TCH.

QUADRO 41.7

Peso de vapor a ser condensado fornecido pelo múltiplo-efeito

	Triplo-efeito	*Quádruplo-efeito*	*Quíntuplo-efeito*
Sem sangrias	225 a 250	180 a 200	150 a 160
Com sangrias	200 „ 225	160 „ 175	125 „ 150
Com sangrias e termocompressor	110 „ 175	100 „ 150	75 „ 120

Quando um aquecedor-condensador é intercalado entre o último corpo e o condensador, das quantidades acima indicadas deve ser subtraída a quantidade condensada neste aquecedor.

Com a evaporação sob pressão, é possível descer abaixo do peso de vapor a ser condensado indicado pela última linha do quadro 41.7. Porém, esta quantidade torna-se muito variável e é conveniente determiná-la exatamente.

Cozimentos. — *a*) VÁCUO CENTRAL. Numa condensação central, é conveniente calcular o conjunto dos cozedores para:

125 a 150 kg de vapor a ser condensado por TCH (41.4)

porque o valor exato depende da quantidade de água que entra nos cozedores (cf. p. 706). Aliás, este valor não é regular: varia muito e marca um aumento pronunciado, quando um cozedor grande inicia um cozimento.

b) VÁCUO INDIVIDUAL. Quando o condensador é ligado a apenas um cozedor, a enorme variação da taxa de evaporação durante cada cozimento (cf. p. 703) modifica completamente o problema. É necessário calcular o condensador, como também as bombas, para a evaporação máxima, a qual corresponde ao início do cozimento, e fornecer o meio de regular, em seguida, a vazão de água fria proporcionalmente à quantidade de vapor a ser condensada, que diminui rapidamente até o final do cozimento.

As dimensões do condensador são determinadas em função das seguintes evaporações máximas:

QUADRO 41.8

Evaporação máxima no início do cozimento

Cozedor	de	pé-de-cozimento			80	kg/h/m²	de	superfície	de	aquecimento
„	„	massa cozida		*A*	60	„	„	„	„	„
„	„	„	„	*B*	50	„	„	„	„	„
„	„	„	„	*C*	40	„	„	„	„	„

Quando o condensador é ligado a vários cozedores, calculam-se:

a) a evaporação máxima para o cozedor maior;

b) a evaporação média para os outros.

Para este cálculo, devem-se usar máximos mais exatos que aqueles do quadro 41.8. É possível basear-se nas seguintes taxas, em kg de vapor a ser condensado por hora e por m² de superfície de aquecimento (ver também quadros 34.8 e 41.10):

QUADRO 41.9

Taxas de evaporação máximas e médias para os cozedores (kg/m²/h)

	Taxa máxima	*Taxa média*	
		Cozedores com circulação	
		mecânica	*natural*
Cozedor de pé-de-cozimento	85	50	25
" " massa cozida *A*	70	40	20
" " " " *B*	50	30	15
" " " " *C*	40	20	10

Peso de água fria

Encontra-se facilmente a quantidade de água fria necessária à condensação do vapor, estabelecendo que o calor cedido pelo vapor que se condensa é igual ao calor absorvido pela água fria. Seja:

W = kg de água fria necessários por kg de vapor a ser condensado;

t_1 = temperatura da água fria disponível;

t_2 = temperatura da água quente introduzida;

t_v = temperatura do vapor correspondente ao vácuo reinante no condensador.

$$W(t_2 - t_1) = 1(607 - 0{,}7t_v + t_v - t_2)$$

donde:

$$W = \frac{607 + 0{,}3t_v - t_2}{t_2 - t_1} \tag{41.5}$$

Como a diferença $t_v - t_2$ é pequena, principalmente no condensador de contracorrentes (cerca de 5°C, por exemplo), e como t_v varia entre 62°C (H = 60 cm) e 47°C (H = 68 cm) e está, geralmente, próximo a 55°C, observa-se que o numerador do segundo membro da expressão W não varia. Não se comete um grande erro utilizando um valor médio e estabelecendo:

$$W = \frac{572}{t_2 - t_1} \tag{41.6}$$

Variação de w em função de $t_2 - t_1$

Considera-se novamente a fórmula completa (41.5). O valor de W depende de $t_2 - t_1$, porém muito pouco de t_v ou t_1. Estabelece-se, portanto, um valor médio para as temperaturas de vácuo e de água fria e estuda-se a variação de W em função de $t_2 - t_1$. Por exemplo:

H = vácuo = 64 cm donde: $t_v = 55°C$

$t_1 = 30°C$

Então, obtém-se:

$$W = \frac{623 - t_2}{t_2 - t_1}$$

Isto fornece a curva abaixo (fig. 41.10), que indica a variação de W quando $t_2 - t_1$ varia de 0 a seu máximo 25°C (com efeito, observar-se-á mais adiante que t_2 não pode ultrapassar t_v). A curva foi prolongada além desta temperatura, para o caso de t_1 ser menor ou t_2 maior.

Observa-se que a quantidade de água necessária aumenta rapidamente quando $t_2 - t_1$ diminui. Por outro lado, diminui apenas lentamente quando $t_2 - t_1$ é muito alto. Portanto, é conveniente ficar na zona média e, especialmente, não diminuir abaixo de 10°C para $t_2 - t_1$.

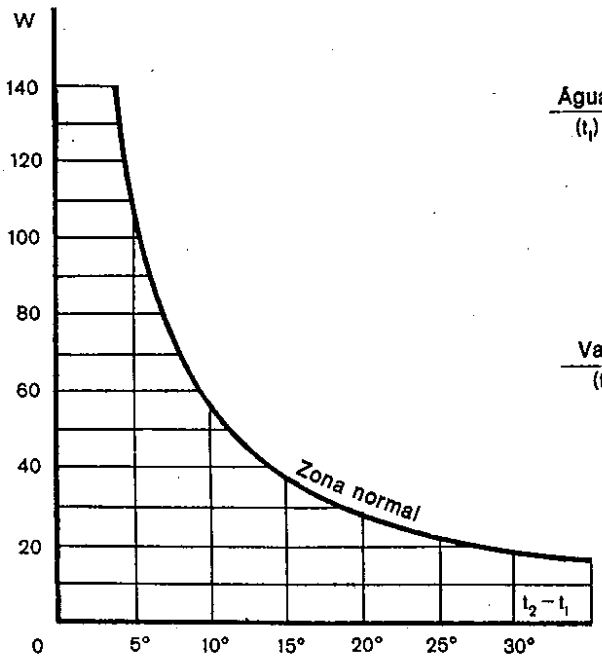


FIG. 41.10. — Variação de W em função de $t_2 - t_1$.

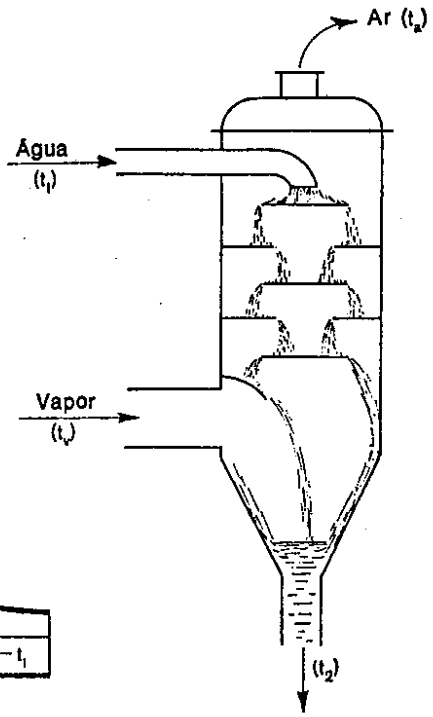


FIG. 41.11. — O condensador. Temperaturas.

Considerações sobre as temperaturas

Considera-se, por exemplo, um condensador barométrico de contracorrentes (fig. 41.11). Seja:

t_v = temperatura do vapor a ser condensado, correspondente ao vácuo;
t_1 = „ da água fria injetada;
t_2 = „ „ „ quente saindo do condensador;
$t\alpha$ = „ do ar na tomada da bomba de ar.

É possível efetuar as seguintes observações:

1.º t_2 **é inferior ou, no máximo, igual a** t_v. Com efeito, a temperatura da água não pode ser superior à do vapor; senão, como a tensão de vapor no condensador corresponde apenas a t_v, a água que estivesse a uma temperatura superior vaporizar-se-ia instantaneamente e transmitiria calor, em vez de absorvê-lo. É exatamente isto que se passa quando a água (ou caldo) aquecida a 105°C ou 110°C passa dum aquecedor à atmosfera: vaporiza-se imediatamente, voltando a 100°C, temperatura máxima que pode ter à pressão atmosférica.

Como o condensador é um cambiador de temperatura e sua finalidade é absorver com a menor quantidade de água possível todas as calorias correspondentes ao calor latente do vapor, sua eficiência será melhor quanto mais t_2 se aproximar de t_v, sendo que o ideal é representado por $t_2 = t_v$.

Portanto, a diferença $t_v - t_2$ representa a margem que separa o modelo de condensador considerado de sua eficiência máxima, ou do grau de eficiência que pode alcançar. Esta margem será denominada "aproximação":

$$\text{Aprox.} = \text{aproximação} = t_v - t_2 \tag{41.7}$$

a) *Num condensador de contracorrentes,* a aproximação varia de 3 a 10°C. Como média, pode-se calcular 5°C. Com maior precisão, calcula-se:

$$\text{Aprox.} = t_v - t_2 = (0{,}1 + 0{,}02a)(t_v - t_1) \tag{41.8}$$

a = proporção de ar no vapor = peso de ar % do peso da mistura ar-vapor (cf. quadro 41.11).

Geralmente, a varia de 0,5 a 2% (cf. Badger, p. 224; Hausbrand, pp. 372-397). Portanto, a aproximação Ap é de cerca de 10 a 15% de $t_v - t_1$. Retém-se o valor mais freqüente:

$$\text{Aprox.} = t_v - t_2 \neq 0{,}12(t_v - t_1) \tag{41.9}$$

observando que seria preciso calcular 2°C, para o caso em que esta fórmula proporcionasse um valor inferior a este mínimo.

b) *Num condensador de co-correntes,* a aproximação, evidentemente, não é tão boa. Hausbrand calcula (p. 273):

$$\text{Aprox.} = t_v - t_2 \neq 0{,}66(t_v - t_1) \tag{41.10}$$

o que significa que a eficiência dum condensador de co-correntes é apenas de cerca de 1/3. Entretanto, Webre e Robinson (p. 152) assinalam que certos modelos de condensadores de co-correntes alcançam 5 a 6°C de aproximação.

Tromp (ISJ, 1948, p. 10) indica 7 a 15°C, com uma média de 11°C, para condensadores multijatos, conforme as flutuações da quantidade de vapor a ser condensada.

2.° t_a **está compreendida entre** t_1 **e** t_2. A temperatura com a qual o ar sai do condensador, t_a, está, evidentemente, compreendida entre a temperatura com a qual entra, igual ou praticamente igual à do vapor que o conduz, t_v, e a temperatura da água fria injetada, que é o fluido mais frio dentro do condensador.

Porém, o esfriamento produzido por esta água faz com que a água na saída seja o fluido mais quente. O ar não poderia tornar-se mais quente; portanto, sua temperatura está compreendida entre t_2 e t_1.

Aliás, a experiência demonstra que o contato no condensador é suficiente para assegurar uma homogeneização completa da temperatura, de acordo com o circuito estabelecido. Tem-se:

$$a)\ \textit{Condensadores de contracorrentes} \qquad t_a = t_1 \tag{41.11}$$

$$b)\ \textit{Condensadores de co-correntes} \qquad t_a = t_2 \tag{41.12}$$

Comparação entre condensadores de co-correntes e de contracorrentes

Nos problemas de condensadores, os dados, sob o ponto de vista das temperaturas, são, geralmente, t_1 e t_v: há disponibilidade de água fria a uma certa temperatura e há necessidade de manter um certo vácuo.

Nestas condições, a comparação entre os resultados a serem esperados dos dois modelos de condensadores assinala apenas vantagens a favor do condensador de contracorrentes:

1.° Sua eficiência é maior: com efeito, permite aquecer a água fria a uma temperatura t_2 mais alta.

2.° Portanto, para um mesmo trabalho, utiliza menores quantidades de água. Com efeito, a quantidade de calor trocada M é igual (cf. fórm. 41.5) a:

$$M = Q \cdot W(t_2 - t_1) \tag{41.13}$$

Q = peso de vapor a ser condensado.

Se $t_2 - t_1$ diminui, W deve aumentar.

3.° Ora, a água de esfriamento conduz ar dissolvido, o qual é liberado e volta novamente à forma de gás, ao chegar sob vácuo ao condensador. Conseqüentemente, a bomba de ar também trabalha mais com um condensador de co-correntes.

4.° Porém, o que, neste caso, aumenta o trabalho da bomba de ar é principalmente o fato do condensador de co-correntes fornecer o ar a t_2°C, enquanto o condensador de contracorrentes o fornece a t_1°C, isto é, mais frio. Conseqüen-

temente: *a*) seu volume específico é menor; *b*) a quantidade de vapor de água arrastada juntamente (o ar, ao sair do condensador, está evidentemente saturado) é também menor.

Finalmente, a bomba de ar ligada a um condensador de co-correntes deveria ter uma capacidade aproximadamente dupla em relação àquela da bomba de ar ligada a um condensador de contracorrentes recebendo a mesma água fria e mantendo o mesmo vácuo.

Entretanto, estas considerações são mais teóricas do que práticas, e, em contrapartida, é preciso assinalar os seguintes pontos:

1.º Quando se emprega, no condensador de co-correntes, uma coluna barométrica com seção suficientemente pequena para obter uma alta velocidade de escoamento, de 2 m/s ou mais, uma parte do ar será arrastada com a água e o trabalho da bomba de ar será aliviado na mesma proporção. Este fenômeno conduziu os condensadores multijatos, permitindo até suprimir a bomba de ar.

2.º Quando a água fria provém dum sistema de esfriamento e este é amplamente dimensionado, a água fria será um pouco mais fria no caso do condensador de co-correntes, porque o esfriamento $(t_2 - t_1)$°C obtido pelo sistema de esfriamento diminui pouco com t_2. A diminuição de t_2, inerente ao condensador de co-correntes (cf. p. 883), repercute, então, parcialmente sobre t_1.

Pressões do ar e do vapor no condensador

As cortinas de água oferecem, às vezes, uma pequena resistência à passagem do vapor e do ar. Acrescentando a perda de carga ocasionada pelo escoamento destes gases, é possível estimar a perda de pressão no condensador em cerca de 2 ou 3 mm de mercúrio.

Sem levar em conta esta pequena diferença, é possível afirmar que a pressão p é a mesma em todo o corpo do condensador. Ora, esta pressão p é formada pela soma das pressões do vapor e do ar:

$$p = p_v + p_a \qquad (41.14)$$

p_v = tensão do vapor;

p_a = tensão do ar.

A tensão do ar, p_a, é muito pequena à entrada do vapor. Se, por exemplo, a pressão absoluta p é de 100 mm e se o ar constitui 1% do volume da mistura, é possível considerar que 1 m³ da mistura contém (Badger, p. 220):

	990	litros	de	vapor	a	100	mm
	10	„	„	ar	„	100	„
seja:	1 000	„	„	mistura	„	100	„

ou, preferivelmente:

	1 000	litros	de	vapor	a	99	mm
	1 000	„	„	ar	„	1	„
seja:	1 000	„	„	mistura	„	100	„

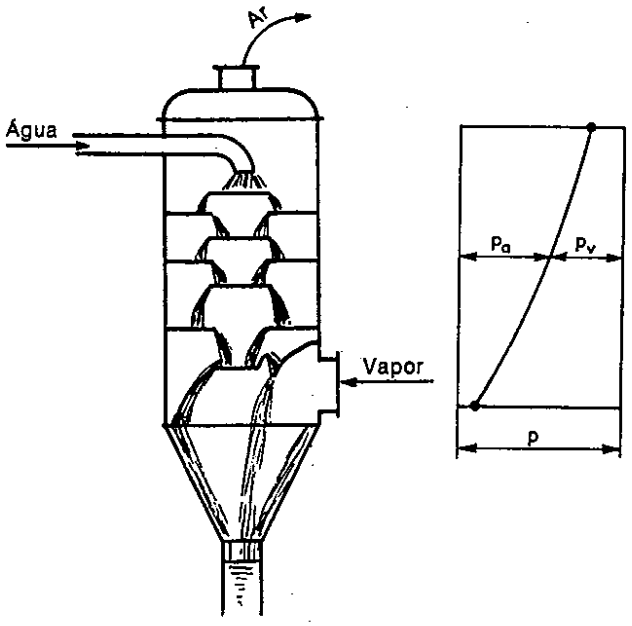


FIG. 41.12. — A pressão no condensador.

Porém, o vapor se condensa; sua pressão diminui e a do ar aumenta (fig. 41.12). Na saída, isto é, na tomada de ar da bomba de ar, obtém-se ar simplesmente saturado de vapor. Então sua pressão é:

$$p_a = p - p_v \tag{41.15}$$

p_a = pressão do ar na saída do condensador;
p = „ „ condensador correspondente ao vácuo;
p_v = tensão de vapor correspondente à temperatura t_a, dada pelo quadro 33.1, p. 547.

A BOMBA DE AR

Primeiramente, serão descritas as bombas de ar de duplo efeito, ultrapassadas hoje em dia, porém ainda existentes em muitas usinas. A seguir, serão examinadas as bombas de ar modernas.

Bombas de ar de duplo efeito

É um aparelho que aspira os gases incondensáveis no condensador e os descarrega à atmosfera (figs. 41.13 e 41.14). Apresenta a mesma construção que uma máquina a vapor. A aspiração e a descarga são asseguradas por válvulas com molas, solução antiquada cada vez mais fora de uso, ou então por uma válvula distribuidora (fig. 41.13).

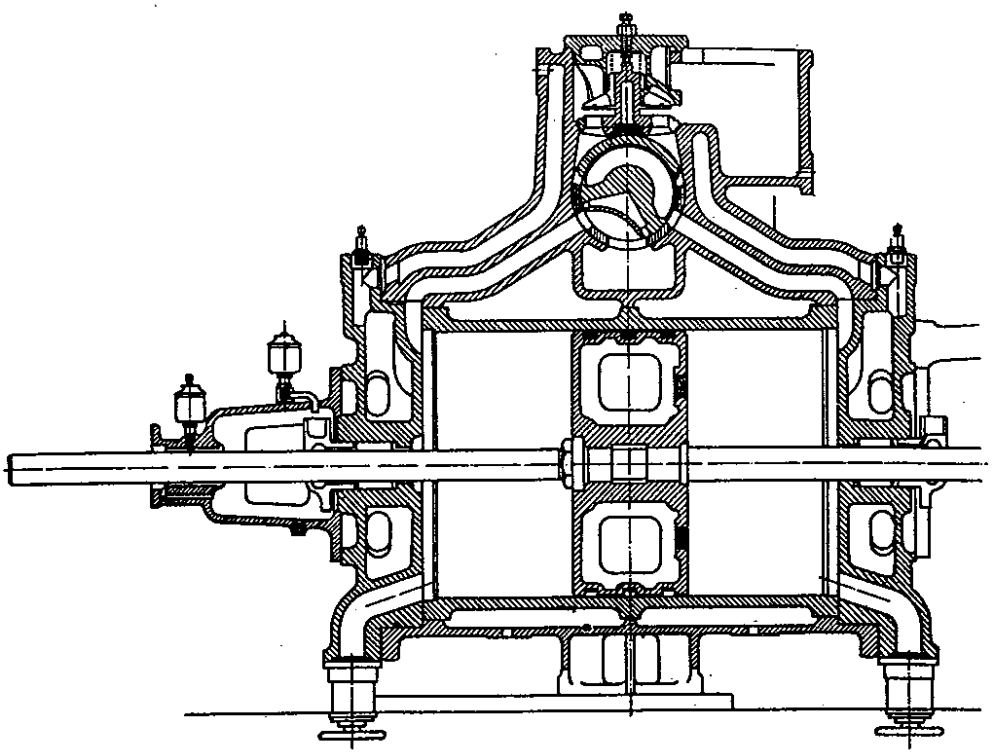


FIG. 41.13. — Corte duma bomba de ar com distribuição modelo Corliss (Fives-Lille Cail).

Diagrama. — *a*) BOMBA COMUM. É possível estabelecer o diagrama (p, v) duma bomba de ar (fig. 41.15) da mesma forma como se estabelece o duma máquina a vapor. Supõe-se que as curvas de expansão BM e de compressão do ar YZ sejam isotérmicas, portanto hipérboles eqüilaterais ($pv = RT = C^{te}$). Na realidade, são intermediárias entre as adiabáticas e as isotérmicas.

Neste diagrama:

L = curso;

e = espaço morto;

P = pressão atmosférica;

p = pressão do condensador.

Rendimento volumétrico. — O rendimento volumétrico da bomba possui o seguinte valor:

$$\rho_v = \frac{l}{L} \tag{41.16}$$

Com efeito, durante o curso AZ do pistão, o ar que se encontra no espaço morto OA deve expandir-se, primeiramente, da pressão P à pressão p do conden-

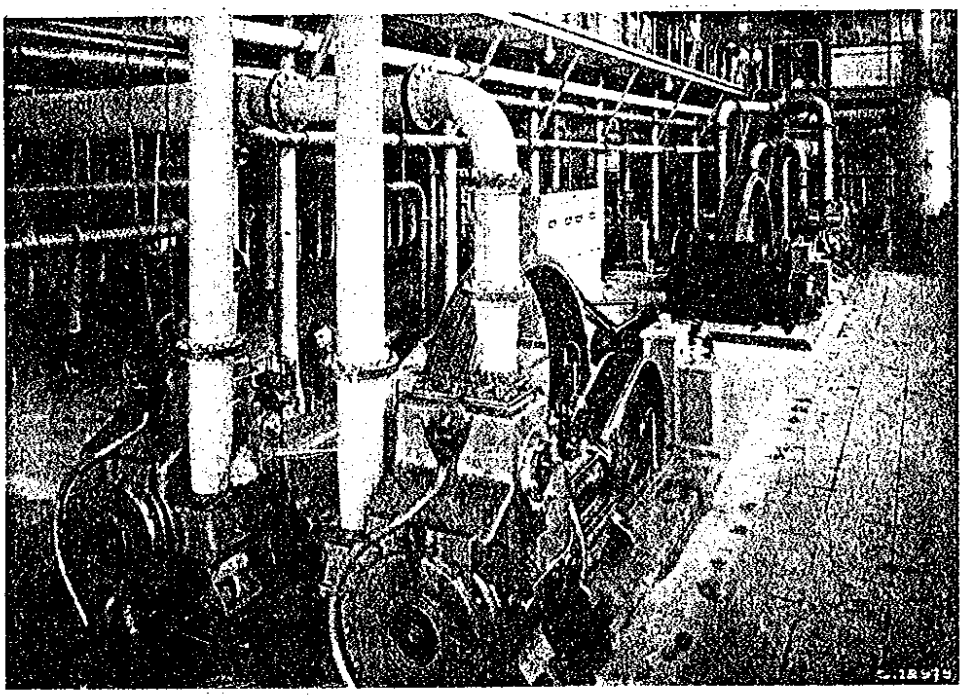


FIG. 41.14. — Bombas de ar com distribuição modelo Corliss (Fives-Lille Cail).

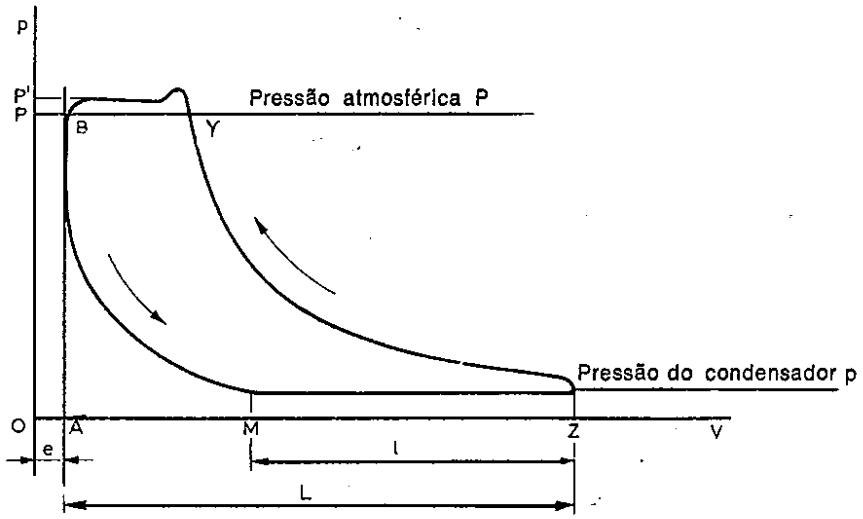


FIG. 41.15. — Diagrama duma bomba de ar.

sador, o que absorve a fração AM do curso. A aspiração do ar do condensador só pode produzir-se a seguir. O rendimento volumétrico mede a fração útil MZ do curso.

Como se supõe que as curvas sejam hipérboles eqüilaterais, tem-se:

$$P' \cdot e = p(L + e - l) \tag{41.17}$$

Donde:

$$\rho_v = \frac{l}{L} = 1 - \frac{e}{L} \cdot \frac{P' - p}{p} \tag{41.18}$$

EXEMPLO. — Se o espaço morto representa 3% do volume total correspondente a um curso, se o vácuo é de 66 cm e se a resistência das válvulas representa 5% da pressão atmosférica, tem-se:

$P' = 1{,}05\ P$

$$\rho_v = 1 - \frac{3}{100} \cdot \frac{(76 \times 1{,}05) - 10}{10} = 0{,}79.$$

O espaço morto é constituído pelo jogo deixado, por medida de segurança, entre o pistão e o fundo do cilindro, ao qual se acrescenta o volume dos condutos de ar entre válvulas ou gaveta e cilindro.

O jogo entre fundo e pistão, no final do curso, não pode ser reduzido a menos de 2 ou 3 mm. Muitos fabricantes preferem deixar 5 mm.

A relação do espaço morto com o volume total da cilindrada:

$$\varepsilon = \frac{e}{L}$$

é de cerca de 1 a 6%. Em bombas bem construídas, varia de 1 a 3%.

A relação:

$$\lambda = \frac{L}{D}$$

do curso com o diâmetro da bomba exerce, evidentemente, uma influência sobre o valor desta relação ε. Como o jogo a ser deixado é praticamente o mesmo, a relação ε do espaço morto é, evidentemente, menor nas bombas compridas (λ grande), que nas curtas (λ pequena).

Vácuo máximo. — Observa-se, facilmente, que o vácuo máximo a ser estabelecido pela bomba de ar é limitado pelo seu rendimento volumétrico. Se se supõe a vazão de ar nula ou insignificante, a bomba esvaziará o recipiente ao qual é ligada, até o momento em que, com o aumento do vácuo, a fração útil l do curso cair a 0. Neste caso, obtém-se:

$$\rho_v = \frac{l}{L} = 1 - \frac{e}{L} \cdot \frac{P' - p_m}{p_m} = 0$$

donde:

$$\frac{e}{L} = \frac{p_m}{P' - p_m} \qquad \frac{e}{L + e} = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} = \frac{p_m}{P'} \tag{41.19}$$

Como P' é muito próximo a P, observa-se que a pressão absoluta p_m correspondente ao vácuo máximo H_m obtenível está na mesma relação com a pressão atmosférica em que o espaço morto está com a cilindrada (aproximadamente).

EXEMPLO. — Se $\varepsilon = 5\%$, tem-se:

$$p_m = 760 \times \frac{5}{100 + 5} = 36 \text{ mm}$$

$$H_m = 760 - 36 = 724 \text{ mm}.$$

b) BOMBA DE COMPENSAÇÃO. Esta limitação do vácuo deu a vários engenheiros, que procuravam obter um vácuo maior, a idéia da gaveta de compensação de pressão (fig. 41.16).

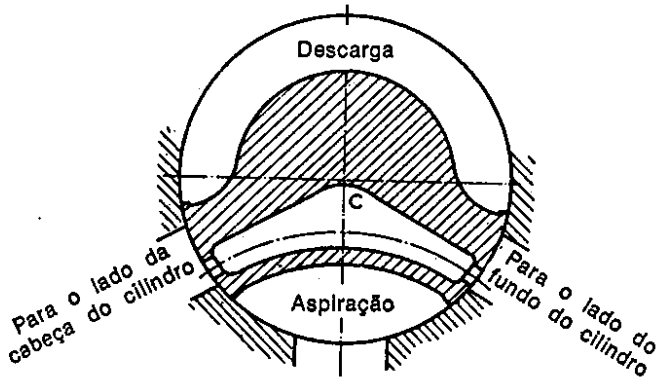


FIG. 41.16. — Gaveta de compensação.

Em vez de válvulas, a distribuição duma bomba de ar de compensação apresenta uma gaveta similar às gavetas de máquinas a vapor ou às válvulas de máquinas Corliss e cuja posição, acionada por excêntrico, determina a aspiração ou a descarga.

Esta gaveta possui um conduto *c*. Pouco depois do pistão ter passado pelo ponto morto, a gaveta fecha a descarga para a atmosfera e o conduto *c* coloca o espaço morto que ficou atrás do pistão em comunicação com a outra face do pistão. Assim, a pressão do condensador é imediatamente introduzida atrás do pistão, que inicia imediatamente sua aspiração no recipiente em que a bomba estabelece o vácuo.

A gaveta é instalada de tal forma que a pressão atmosférica se exerce sobre sua face.

Então o diagrama é modificado (fig. 41.17). Como a superfície aumentou, a potência necessária à bomba também aumentou.

Assim, quando o pistão chega ao fim de seu curso à esquerda, aspirou atrás de si, à direita, uma cilindrada à pressão p do condensador, que deve comprimir e expulsar, em seu curso da esquerda para a direita. Justamente neste momento, a compensação acrescenta, a esta mesma cilindrada da direita,

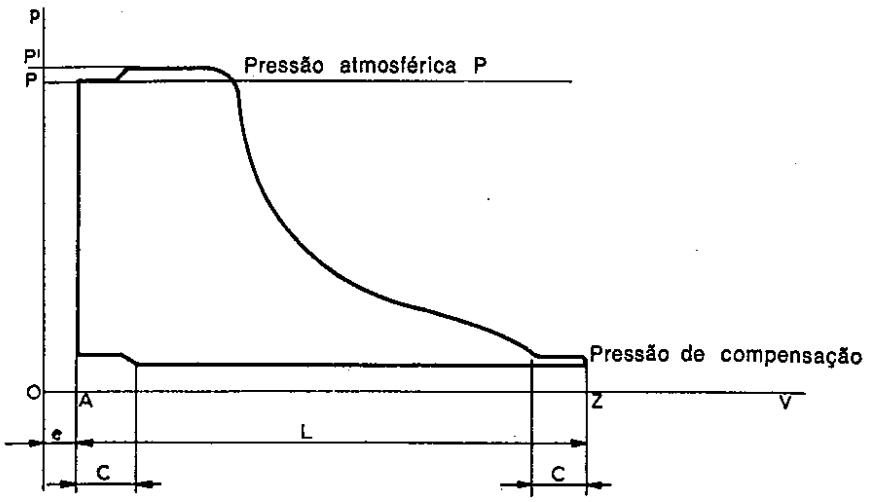


FIG. 41.17. — Diagrama duma bomba de ar de compensação (c = compensação).

o ar comprimido à pressão atmosférica que estava no espaço morto à esquerda, aumentando, desta maneira, o peso de ar desta cilindrada e sua pressão: no fim de seu curso à direita, o pistão expulsa, portanto, um peso de ar superior e inicia a expulsão mais cedo, já que a quantidade acrescentada de ar comprimido no mesmo volume alcança mais rapidamente a pressão atmosférica. Durante este tempo, atrás de seu lado esquerdo, a pressão, que caiu de P' a praticamente p, permite-lhe iniciar a aspiração no condensador pouco após o começo do curso, em vez de perder o curso AM, aumentando, assim, o volume aspirado.

Vácuo máximo. — Quando se retoma, para o caso da compensação, o cálculo do vácuo máximo obtenível, chega-se (Hausbrand, p. 411) a:

$$\frac{p_m}{P} = \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{1+2\varepsilon+\varepsilon'} \qquad (41.20)$$

p_m = pressão absoluta mínima correspondente ao vácuo máximo $H_m = P' - p_m$;

P = pressão atmosférica;

$\varepsilon = \frac{e}{E}$ = relação do volume de espaço morto com a cilindrada;

ε' = relação do espaço morto suplementar, formado pelo volume do conduto c, com a cilindrada;

ε' é de cerca de 1 a 2%.

EXEMPLO. — Se $\varepsilon = 5\%$ e $\varepsilon' = 1{,}5\%$, obtém-se:

$$p_m = 760 \times \frac{5}{100+5} \times \frac{5}{100+10+1{,}5} = 1{,}6 \text{ mm}$$

$$H_m = 760 - 1{,}6 = 758{,}4 \text{ mm}.$$

Observa-se a enorme diferença no limite teórico imposto ao vácuo, dependendo da bomba de ar ser compensada ou não.

Supôs-se que a compensação é integral, o que não ocorre na prática. Por outro lado, não se levou em conta a vazão de ar, que se supôs como nula e que, pelo contrário, corresponde geralmente à capacidade da bomba. Conseqüentemente, o vácuo obtido com a bomba comum não é muito inferior ao vácuo fornecido pela bomba de compensação. Nem por isso a compensação deixa de ser interessante e todas as bombas de ar de duplo efeito recentes a utilizam.

Cálculo duma bomba de ar seco

O que realmente importa numa bomba de ar é sua capacidade de extração de ar. Para determiná-la, é preciso conhecer primeiramente a quantidade de ar que o vapor a ser condensado leva ao condensador.

Volume de ar a ser extraído por kg de vapor a ser condensado. — O ar introduzido no condensador vem de 4 fontes:

1.º Ar contido no vapor de aquecimento.

2.º Ar e gases incondensáveis provenientes do caldo.

3.º Ar introduzido com a água fria injetada.

4.º Ar que entra pelos vazamentos.

1.º AR CONTIDO NO VAPOR DE AQUECIMENTO. — O vapor produzido nas caldeiras contém um pouco de ar, proveniente do ar dissolvido na água de alimentação das caldeiras. Este ar encontra-se não somente no vapor direto, mas também no vapor de escape.

Entretanto, os gases incondensáveis da maioria dos aparelhos cuja calandra é aquecida com vapor de escape (1.º corpo do múltiplo-efeito, cozedores e um ou dois aquecedores) podem e devem ser expulsos para a atmosfera. Neste caso, que é o caso normal, tem-se:

$$a_1 = 0$$

a_1 = peso de ar a ser expulso pela bomba de ar, proveniente do ar contido no vapor de aquecimento.

No caso em que os gases incondensáveis são expulsos ao ambiente-vapor do corpo, são integralmente encontrados no condensador. Se a água de alimentação das caldeiras provém das águas de retorno da usina, com uma pequena complementação de água nova apenas, como ocorre geralmente nas usinas, obtém-se, então:

a_1 = 5 a 10 g por t de vapor direto ou de escape empregado.

2.º AR E GASES INCONDENSÁVEIS PROVENIENTES DO CALDO. — Os caldos de cana não fornecem uma quantidade apreciável de amoníaco, ao contrário do que ocorre com os caldos de beterraba. Por outro lado, apesar do caldo bruto conter uma grande quantidade de ar em solução, os caldos que entram na evaporação foram aquecidos e fervidos e deixaram quase todo o ar contido no separador

de vapor que precede o clarificador. Portanto, é preciso apenas levar em conta a pequena quantidade de ar que se pode ter dissolvido entre a clarificação e a evaporação.

Horsin-Déon (Évap. des jus sucrés, p. 79) calcula, somente para o ar, 1/20 do volume do caldo, à pressão atmosférica, ou seja, cerca de 60 g por m³ de caldo tratado. Para os gases incondensáveis, constituídos principalmente por amoníaco na fabricação de açúcar de beterraba, ele calcula 230 a 460 g por tonelada de caldo. Admite-se que, na fabricação do açúcar de cana, é preciso calcular, incluindo os gases incondensáveis:

a) Evaporação: a_2 = 200 a 250 g de ar por t de caldo que entra no múltiplo-efeito;

b) Cozedor : a_2 = 50 a 100 g por t de xarope que passa no cozedor.

3.º AR INTRODUZIDO COM A ÁGUA FRIA INJETADA. — Este item é importante, mas também muito variável. A água, tomada à pressão atmosférica, contém em dissolução ar, que é liberado ao chegar ao vácuo. Os valores fornecidos pelos autores técnicos (cf. LSC, 1.ª ed., p. 579) diferem consideravelmente entre si. Calcula-se, em g de ar por tonelada de água fria injetada, de acordo com a origem desta água:

a) Proveniente de torrentes ou rios com cascatas: a_3 = 50 a 150 g/t;

b) Proveniente de rios calmos ou represas: a_3 = 20 a 30 g/t;

c) Proveniente do mar: a_3 = 10 a 20 g/t;

d) Proveniente dum sistema de esfriamento com pulverizadores de água: a_3 = 30 a 40 g/t.

4.º ENTRADAS DE AR PELOS VAZAMENTOS. — Constitui a quantidade maior, principalmente nas instalações pouco cuidadas; evidentemente, é ainda mais dificilmente determinada. O volume das entradas depende sobretudo do cuidado com que foram executadas as juntas dos aparelhos e das tubulações, como também da superfície total do recipiente ligado e do número de juntas e de gaxetas. Os principais pontos de entrada são visores quebrados dos cozedores, gaxetas das válvulas, juntas compridas, furos dos parafusos, rebites mal colocados etc.

Evidentemente, só é possível dar uma aproximação muito vaga da quantidade de ar proveniente das entradas (cf. LSC, 1.ª ed., p. 580). Em uma instalação existente é fácil medir as entradas (cf. p. 908). Não sendo possível efetuar esta medição, calcula-se em g de ar por t de vapor a ser condensado:

a) Para um único aparelho, instalação cuidada, compacto, com pouca tubulação e poucas juntas: a_4 = 500 a 2 000 g/t.

b) Para um múltiplo-efeito ou 2 ou 3 aparelhos, instalação média: a_4 = = 2 000 a 4 000 g/t.

c) Para vários aparelhos, instalação com muitas ramificações ou extensa, com várias válvulas e muitas juntas: a_4 = 4 000 a 8 000 g/t.

Valores globais. — Por causa da falta de precisão de cada um dos valores a_1, a_2, a_3, a_4, é, muitas vezes, preferível indicar valores globais.

Sem considerar o ar dissolvido na água de injeção, Badger indica para os 1.º, 2.º e 4.º itens os seguintes autores:

a) Weiss: 0,5% em volume do volume do vapor a ser condensado.

b) Corner: 0,28 a 0,39% em volume, para um evaporador, de acordo com o número de efeitos (0,28% para um simples efeito; 0,39 para um quíntuplo).

c) Coxon: 0,25 a 0,35% em volume, para os múltiplos-efeitos, na fabricação do açúcar de cana.

Calculamos:

$$A = (a_3 \,.\, W + a')Q \text{ gramas/hora} \qquad (41.21)$$

A = peso de ar a ser extraído, em g/hora;

a_3 = gramas de ar introduzidos por t de água fria injetada (ver acima);

W = relação do peso de água fria injetada com o peso de vapor a ser condensado, dada por (41.5);

a' = $a_1 + a_2 + a_4$ = ar introduzido por t de vapor a ser condensado;

Q = peso de vapor a ser condensado, em t/h.

Adotando, de modo aproximado, as conclusões de Perk (IX C. ISSCT, p. 89), toma-se para aparelhos individuais compactos:

Para um quádruplo-efeito	a' = 750 g/t
„ „ quíntuplo-efeito	a' = 900 „
„ „ cozedor	a' = 1 000 „

Para os cozedores cujo peso de vapor a ser condensado por unidade de tempo varia em proporções muito grandes do início ao fim do cozimento, é possível basear-se nos quadros 34.8, 41.8 ou 41.9. Perk propõe taxas de evaporação baseadas na capacidade útil do cozedor, as quais levam a resultados aceitáveis:

QUADRO 41.10

Taxa de evaporação média por hl de capacidade útil, a ser adotada para o cálculo das bombas de ar do cozedor

Cozedores	*Taxa de evaporação*	*Volume de m. c. por TC (magma simples)*	*Peso de vapor a ser condensado por TCH*
M.c. *A*	65 kg/hl	95 l/t c	61,75 kg/t c h
„ *B*	56 „	50 „	28 „
„ *C*	50 „	35 „	17,50 „

Portanto, estes pesos de vapor correspondem ao conjunto dos cozedores de cada massa: *A*, *B* ou *C*.

Volume total de ar a ser extraído. — Para um vácuo central, ou para um grupo de cozedores, ou para um cozedor individual, o peso total de ar a ser extraído é, portanto:

$$A = q' \cdot a_1 + J \cdot a_2 + (W \cdot a_3 + a_4)Q \qquad (41.22)$$

A = peso total de ar a ser extraído, em gramas/hora;

q' = peso de vapor direto ou de escape que entra na calandra (ou nas calandras), que se comunica direta ou indiretamente com o condensador pelas tubulações de gases incondensáveis, em toneladas/hora;

J = peso de caldo a ser tratado, em toneladas/hora (caso dum múltiplo-efeito), peso de xarope que passa no cozedor, em t/h (caso dum cozedor);

W = relação do peso de água fria injetada com o peso de vapor a ser condensado, dada por (41.5);

Q = peso de vapor a ser condensado em toneladas/hora.

Conhece-se, agora, o peso A de ar a ser extraído. É preciso determinar seu volume V_1. O volume específico do ar é dado por:

$$v = \frac{RT_a}{p_a} \qquad (41.23)$$

v = volume específico do ar, sob pressão absoluta p_a, em m³/kg (ou dm³/g);

R = constante = 0,002927;

T_a = temperatura absoluta do ar = 273°C + t_a;

t_a = temperatura do ar na saída do condensador, dada por (41.11 ou 12);

p_a = pressão parcial do ar, em kg/cm², dada por (41.15).

Toma-se como pressão p_a, em vez da pressão total p no condensador, porque o ar é saturado com vapor e supomos (cf. p. 886) tratar-se de:

	v litros de ar em	p_a
e	v litros de vapor em	p_v
constituindo	v litros de mistura em	$p_a + p_v = p$.

Assim se obtém o volume total v da mistura. Se o ar e o vapor tivessem sido considerados à pressão total p, teria sido preciso calcular o volume de ar à pressão p e o volume de vapor à pressão p e somá-los, para obter o volume total da mistura; isto teria sido mais complicado.

O volume de ar total é, portanto:

$$V_1 = A \cdot v = 0{,}002927 \cdot \frac{273 + t_a}{p_a} \cdot A \qquad (41.24)$$

V_1 = volume de ar a ser extraído pela bomba, em litros/hora;
p_a = pressão parcial do ar, em kg/cm²;
A = peso de ar a ser extraído, em gramas/hora.

Volume a ser deslocado pela bomba de ar. — Geralmente, aumenta-se de 20 a 40% o volume V_1 obtido, primeiramente como medida de segurança, mas também para enfrentar as variações eventuais dos cozimentos, quando a bomba é ligada a um ou vários cozedores. Tem-se:

$$\begin{aligned} V_2 &= 1{,}2\ V_1 \quad \text{(Múltiplo-efeito)} \\ V_2 &= 1{,}4\ V_1 \quad \text{(Cozedor)} \end{aligned} \qquad (41.25)$$

V_2 = volume de ar a ser extraído pela bomba, aumentado por medida de segurança.

Porém, as bombas de ar de duplo efeito têm um rendimento volumétrico de cerca de 0,50 a 0,95, sendo que os valores menores devem ser adotados para os vácuos maiores. Por exemplo, calcula-se:

(ISJ, 1936, p. 357)	(Perk, IX C. ISSCT, p. 95)
0,60 para um vácuo de 66 cm	0,95 para um vácuo de 65 cm
0,55 „ „ „ „ 68 „	0,92 „ „ „ „ 69,5 „

Na Austrália (38.º C. QSSCT, p. 146), verificaram-se os seguintes rendimentos volumétricos:

a) Com capacidade total — 0,58

b) Com funcionamento normal — 0,45 (para t_a = 32°C) a 0,65 (para t_a = 51°C)

O desgaste do cilindro ou das peças de distribuição contribui para diminuir este rendimento volumétrico.

Hausbrand (p. 414) fornece um estudo interessante do rendimento volumétrico.

Finalmente, obtém-se:

$$V_3 = \frac{V_2}{\rho_v} \qquad (41.26)$$

V_3 = volume a ser deslocado pelo pistão da bomba de ar, em litros/hora;
ρ_v = rendimento volumétrico da bomba.

Para uma bomba de duplo efeito, é preciso:

$$2 \times \frac{\pi D^2}{4} \times L \times 60n = V_3 \qquad (41.27)$$

D = diâmetro interior do cilindro, em decímetros;
L = curso do pistão, em decímetros;
n = velocidade da bomba, em rpm;
V_3 = volume a ser deslocado pela bomba, em litros/hora.

EXEMPLO. — Supõe-se que se deseje determinar uma bomba de ar seco para um quádruplo-efeito, nas seguintes condições:

Vácuo desejado	H	=	65 cm
Temperatura da água fria disponível	t_1	=	36°C
Peso de vapor de escape consumido no 1.° corpo	q'	=	25 000 kg/h
Peso de caldo entrando no 1.° corpo	J	=	100 000 „
Peso total de vapor a ser condensado	Q	=	13 800 „

Gases incondensáveis do 1.° corpo expulsos para a atmosfera.
Condensador barométrico de contracorrentes.
Água fria vinda dum sistema de esfriamento.

CÁLCULO. — A temperatura de vapor correspondente ao vácuo é (quadro 33.1):

$$t_v = 54\ °C$$

A aproximação pode ter o valor de (fórm. 41.9):

$$\text{Aprox.} = t_v - t_2 = 0{,}12(t_v - t_1) = 0{,}12(54 - 36) = 2\ °C$$

Donde a temperatura da água quente:

$$t_2 = t_v - \text{Aprox.} = 54° - 2° = 52\ °C$$

Donde a quantidade de água fria necessária à condensação (fórm. 41.5):

$$W = \frac{607 + (0{,}3 \times 54) - 52}{52 - 36} = 36 \text{ kg por kg de vapor a ser condensado.}$$

O peso de ar a ser extraído é, então:

a_1	=	0 g/t	$a_1 \cdot q'$	=	0	× 25	=	0 g/h
a_2	=	250 „	$a_2 \cdot J$	=	250	× 100	=	25 000 „
a_3	=	40 „	$a_3 \cdot WQ$	=	40 × 36	× 13,8	=	20 000 „
a_4	=	2 500 „	$a_4 \cdot Q$	=	2 500	× 13,8	=	34 500 „
			A					79 500 „

A temperatura do ar no condensador no ponto de tomada da bomba é de (fórm. 41.11):

$$t_a = t_1 = 36\,^{\circ}C$$

e sua tensão no mesmo ponto (fórm. 41.15 e quadro 33.1):

$$p_a = p - p_v = 0{,}150 - 0{,}060 = 0{,}090 \text{ kg/cm}^2.$$

Donde o volume específico do ar neste ponto (fórm. 41.23):

$$v = 0{,}002927 \times \frac{273 + 36}{0{,}090} = 10 \text{ litros/grama}.$$

Donde o volume de ar a ser extraído (fórm. 41.24):

$$V_1 = A \cdot v = 79\,500 \times 10 \fallingdotseq 800\,000 \text{ litros/hora}$$
$$V_2 = 1{,}2 V_1 = 1{,}2 \times 800\,000 = 960\,000 \text{ „}$$
$$V_3 = \frac{V_2}{0{,}70} = \frac{960\,000}{0{,}70} = 1\,370\,000 \text{ litros/hora} = 23\,000 \text{ l/min}.$$

Cálculo rápido. — O cálculo acima é longo e, sem dados exatos, muitas vezes decepcionante. Com efeito, observa-se que se, no cálculo precedente, em vez de adotar um valor muito grande para a_4, conforme o parágrafo (4.º) da página 893, se tivessem escolhido os valores sugeridos por Perk no parágrafo seguinte, ter-se-ia obtido como peso de ar a ser extraído:

$$a_3 = 40 \text{ g/t} \qquad a_3 \cdot WQ = 40 \times 36 \times 13{,}8 = 20\,000 \text{ g/h}$$
$$a' = 750 \text{ „} \qquad \frac{a' \cdot Q}{A} = 750 \times 13{,}8 = \frac{10\,350}{30\,350} \text{ „}$$

ou seja menos que a metade. Ante uma tal margem de incerteza, quando não é possível medir o volume necessário (cf. p. 908) ou comparar com uma instalação vizinha, muitas vezes é suficiente adotar, de acordo com o número de aparelhos ligados à bomba:

QUADRO 41.11

Peso de ar a ser extraído

Para um vácuo central	a = 8 a 10 g de ar por kg de vapor a ser condensado
Para 2 ou 3 aparelhos ou um múltiplo-efeito	a = 6 a 8 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „
Para um cozedor	a = 5 a 6 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „

Donde se obtém V_1, V_2 e V_3.

De modo ainda mais rápido, adota-se, às vezes, diretamente:

QUADRO 41.12

Volume de ar a ser extraído

Para um vácuo central	V_2 = 100 a 120	litros por kg de vapor a ser condensado
Para 2 ou 3 aparelhos ou um múltiplo-efeito	V_2 = 80 „ 100	„ „ „ „ „
Para um cozedor	V_2 = 60 „ 80	„ „ „ „ „

O peso de vapor a ser condensado considerado é o peso médio (e não o peso máximo; quadro 41.9, última coluna).

Noël Deerr (p. 370) indica 100 a 125 litros por kg de vapor a ser condensado.

Na prática usa-se, preferivelmente, o quadro 41.11, porque permite levar em conta o vácuo desejado e a temperatura obtenível t_a do ar.

Vácuo central

Noël Deerr (p. 370) calcula os seguintes volumes V_3 a serem deslocados:

Triplo-efeito	35 a 43 000 l/TC
Quádruplo-efeito	26 „ 35 000 „
Todos os cozedores	26 „ 35 000 „

ou seja, no total, em quádruplo, para o vácuo central: 50 a 70 000 l/TC.

Em Cuba (FAS, abril 1940, p. 31), calculava-se um volume deslocado V_3 = 72 000 l/TC, para um vácuo de 66 cm com bomba de alta velocidade.

Na África do Sul, V_3 = 85 000 l/TC, sendo que nas várias usinas deste país os índices vão de 25 000 até 120 000 l/TC.

Em Queensland (ISJ, 1934, p. 399), instalações forneceram os resultados satisfatórios de V_3 = 50 l por kg de vapor a ser condensado.

Na América do Norte, calcula-se (Sp. and M, 9.ª ed., p. 137), numa primeira aproximação, um volume deslocado V_3 igual ao volume W de água de injeção necessária ao condensador (cf. fórm. 41.6). Esta regra leva a bombas com capacidade aproximadamente igual àquela indicada no parágrafo acima, para Queensland.

No caso mais comum, correspondendo a um quádruplo-efeito com algumas sangrias, a quantidade total de vapor a ser condensado em um vácuo central chega a 325 kg por TC (cf. quadro 41.7). Neste caso (quadro 41.12):

$$V_2 = 325 \times 110 = 35\,750 \text{ l/TC.}$$

e:

$$V_3 = \frac{35\,750}{0.60 \text{ a } 0{,}80} = 45 \text{ a } 60\,000 \text{ l/TC.}$$

Estes valores podem ser adotados em anteprojetos. Porém, o vácuo central não é mais instalado e não é aconselhável.

Vácuos individuais

Os valores fornecidos acima são facilmente utilizáveis para um múltiplo-efeito (cf. p. 897, Exemplo). A enorme variação da evaporação nos cozedores possibilita uma grande margem de escolha. É possível basear-se na taxa de evaporação máxima (quadro 41.8), sem aplicar o coeficiente 1,4 (fórm. 41.25), porém, isto leva a bombas inutilmente grandes. É possível basear-se na taxa média (quadro 41.9) e modificá-la com 1,4, porém, neste caso, as bombas podem ser pequenas demais. Aconselhamos adotar as seguintes taxas de evaporação preestabelecidas, sem aplicar o coeficiente 1,4:

QUADRO 41.13

Taxa de evaporação preestabelecida a ser adotada para o cálculo das bombas de ar do cozedor

Cozedor de pé-de-cozimento	80 kg/m²/h
» para cozimentos *A*	50 »
» » » *B*	45 »
» » » *C*	32 »

Uma bomba de ar baseada nestas taxas fornece um vácuo pequeno no início do cozimento, o que é conveniente. Em seguida, o vácuo será amplamente suficiente. No Havaí (HST, 1961, p. 218), toma-se por base uma taxa de evaporação de 50 kg/m²/h para as massas cozidas *A* e *B* e 25 a 32 kg/m²/h para as massas cozidas *C*.

Relação entre o volume deslocado e o vácuo

É interessante saber como varia o volume deslocado a ser obtido numa bomba de ar, em função do vácuo procurado. Ou, com outras palavras, como varia o vácuo, quando se modifica a velocidade da bomba e, conseqüentemente, o volume deslocado.

De modo aproximado, o valor de V_1 dado pela fórmula (41.24) estabelece-se:

$$V_1 = \frac{0{,}9A}{p - p_v} \tag{41.28}$$

Dando a A o valor de 8 g, por exemplo, obter-se-á para V_1 o volume de ar a ser extraído por kg de vapor a ser condensado. Fazendo variar os dois parâmetros t_a (ou p_v) e p da fórmula (41.28), obtêm-se as curvas da figura 41.18, que demonstram que o volume a ser extraído aumenta muito rapidamente:

1.º com o vácuo;

2.º com a temperatura do ar.

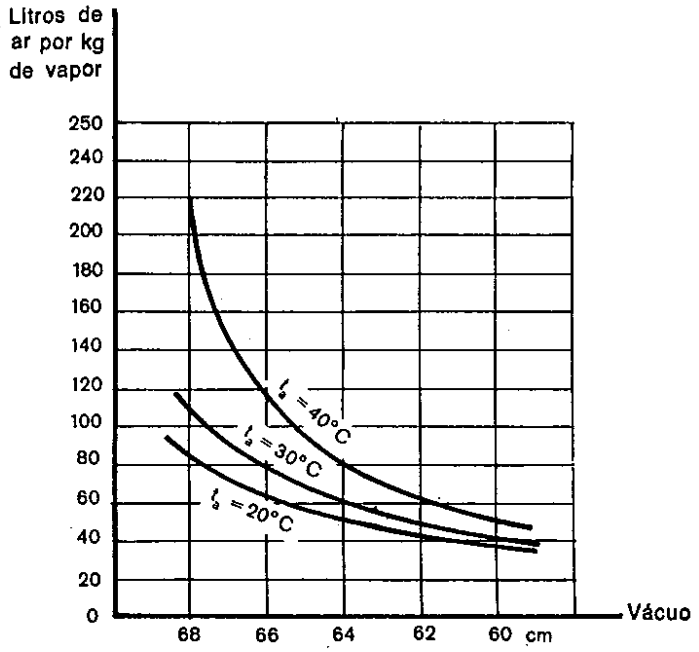


FIG. 41.18. — Variação do volume de ar a ser extraído por kg de vapor a ser condensado, em função do vácuo e da temperatura do ar.

Observa-se também que, com uma água de refrigeração demasiadamente quente, é praticamente impossível obter um vácuo alto.

Velocidade da bomba de ar

As bombas de ar de duplo efeito giram em velocidades análogas àquelas das máquinas a vapor com dimensões correspondentes.

Geralmente, admite-se como limite superior da velocidade aquele correspondente a uma velocidade média de pistão de 2,50 m/s:

$$v_m = \frac{2Ln}{60} \leqslant 2{,}5 \qquad (41.29)$$

v_m = velocidade média máxima de pistão admitida, em m/s;
L = curso do pistão, em metro;
n = velocidade de rotação da bomba, em rpm.

Potência da bomba de ar

A potência absorvida por uma bomba de ar de compensação é determinada pela mesma fórmula usada para determinar a potência absorvida por uma máquina a vapor (fórm. 43.1, p. 1053): a alta pressão é a da atmosfera, multiplicada

por um coeficiente um pouco maior que 1, para levar em conta a resistência das válvulas; a baixa pressão é também um pouco menor que aquela do condensador. Tem-se:

$$T = \frac{(kP' - p)S \times 2Ln}{60 \times 75} \tag{41.30}$$

T = potência indicada absorvida por uma bomba de ar de compensação em CVI;

k = coeficiente de ordenada média (cf. quadro 43.1);

P' = pressão de descarga $\neq$ 1,08 P;

P = pressão atmosférica em kg/cm²;

p = pressão de aspiração, em kg/cm²;

S = superfície efetiva do pistão, em cm²;

L = curso do pistão, em metro;

n = velocidade de rotação da bomba, em rpm.

Supondo:

1.º um vácuo de 66 cm (p = 0,136 kg/cm²);

2.º uma expulsão em cerca de 25 a 30% do curso, correspondendo a um coeficiente de ordenada média de cerca de 0,65 (cf. quadro 43.1);

3.º uma pressão atmosférica de 1,033 kg/cm²; obtém-se:

$$T = \frac{(0{,}65 \times 1{,}08 \times 1{,}033 - 0{,}136)S \times 2Ln}{60 \times 75}$$

Calculando S em decímetros quadrados e L em decímetros, obtém-se:

$SL = V$ = volume duma cilindrada em litros

e:

$$\boxed{T = 0{,}0026Vr} \tag{41.31}$$

T = potência indicada em CVI, absorvida pela bomba de ar;

V = volume duma cilindrada, em litros;

n = velocidade da bomba, em rpm.

Ponto de potência máxima

Entretanto, não se pode calcular a potência do motor que deve acionar a bomba com a potência T fornecida pela fórmula (41.31).

Com efeito, quando uma bomba começa a funcionar, seu diagrama apresenta, primeiramente, a forma do diagrama A da figura 41.19, cuja ordenada com base xy corresponde a um vácuo muito fraco e cujas dimensões são, conseqüentemente, muito pequenas no sentido da altura (sentido Op).

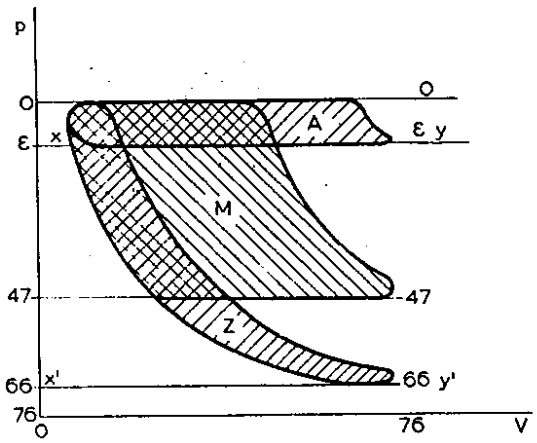


FIG. 41.19.

À medida que o vácuo aumenta, esta ordenada *xy* diminui e a área do diagrama aumenta primeiramente depressa. Porém, quando *xy* continua a diminuir e se aproxima de *Ov*, o diagrama estreita-se no sentido *Ov*, as 2 linhas isotérmicas que o limitam tendem a aproximar-se (diagrama *Z*). Ora, a potência é medida pela área do diagrama.

Esta, nula no início, aumenta primeiramente, porém diminui a seguir, quando o vácuo se aproxima de 76 cm. Entre os dois diagramas *A* e *Z*, há, portanto, um certo vácuo para o qual a área e, conseqüentemente, a potência, passa por

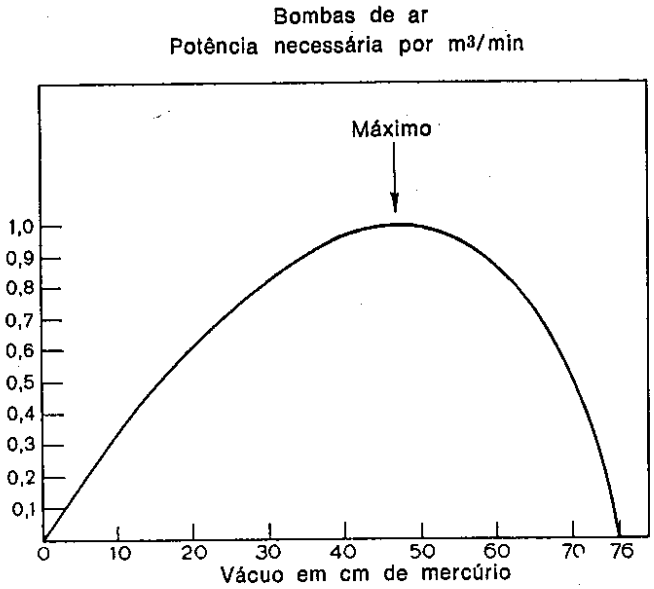


FIG. 41.20. — Variação da potência duma bomba de ar em função do vácuo. Curva teórica.

um máximo *M*. Este ponto corresponde, teoricamente, a um vácuo de cerca de 47 cm.

Fornecemos, então (fig. 41.20), a variação teórica da potência absorvida por uma bomba de ar, quando o vácuo varia de 0 a 76 cm (de acordo com Webre e Robinson, p. 228), assim como a variação real obtida na prática (fig. 41.21). Na prática, a potência máxima é encontrada para um vácuo bem mais baixo, de cerca de 30 a 35 cm.

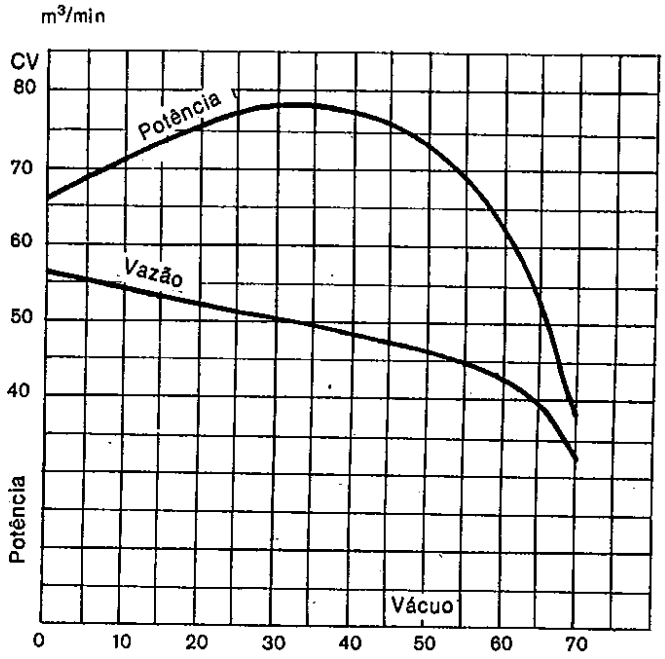


FIG. 41.21. — Variação da potência e da vazão duma bomba de ar em função do vácuo. Curvas práticas.

Valor da potência máxima. — A potência correspondente a este máximo tem o seguinte valor:

$$T_M = 1{,}15T = 0{,}003Vn \qquad (41.32)$$

T_M = potência indicada correspondente ao ponto de potência máxima duma bomba de ar de compensação, calculada em CVI;

T = potência indicada correspondente ao vácuo normal (66 cm), calculada em CVI, dada pela fórmula (41.31);

V = volume duma cilindrada, em litros;

n = velocidade da bomba, em rpm.

Passagem da potência máxima. — Às vezes, o motor da bomba de ar é bastante forte para fazê-la trabalhar ao vácuo máximo, porém insuficiente para fazê-la transpor o ponto de potência máxima: pára, antes de atingir este ponto.

Neste caso, se a bomba está munida com um volante suficiente, o motor pode passar deste ponto operando da seguinte maneira: assim que a bomba em funcionamento se aproxima do ponto e começa a diminuir de velocidade, fecha-se repentinamente a válvula de vácuo: o vácuo sobe de uma só vez a 66 ou 68 cm. A bomba retoma sua velocidade. Então, abre-se a válvula devagar, tendo o cuidado de não deixar cair o vácuo abaixo do valor que pararia o motor.

Acionamento das bombas de ar

Há 3 sistemas principais de acionamento das bombas de ar:

a) Por máquina a vapor em tandem;

b) Por máquina a vapor em paralelo;

c) Por motor elétrico.

Os consumos de vapor destes 3 sistemas são diferentes.

a) *Acionamento por máquina em tandem* (fig. 41.22, bomba da direita). Com efeito, no acionamento em tandem, a parte da haste do pistão situada entre

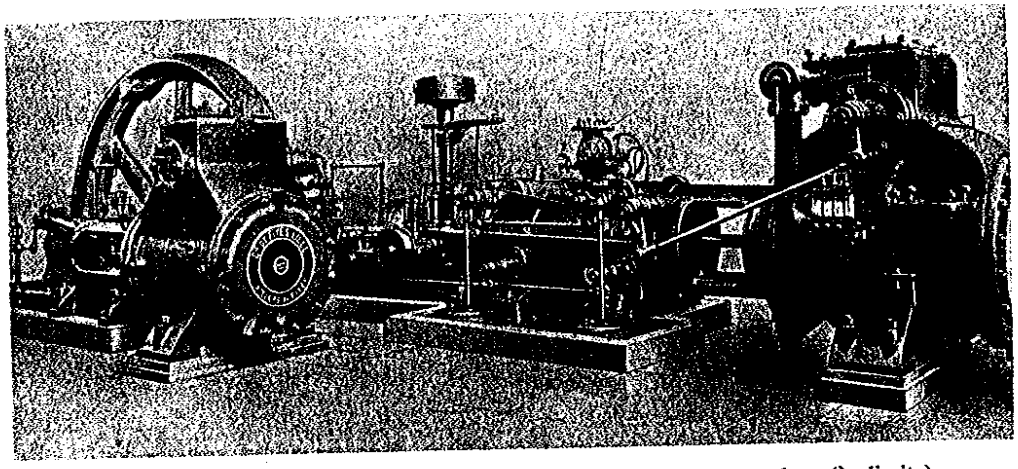


FIG. 41.22. — Máquina a vapor acionando uma bomba em tandem (à direita) e uma em paralelo (à esquerda).

a bomba e a máquina transmite sozinha toda a potência necessária. A biela e a manivela servem apenas para guiar e limitar o curso e executam apenas uma parte mínima do trabalho. Nestas condições, é possível calcular, por exemplo:

Rendimento da máquina a vapor	0,91
Rendimento mecânico da bomba de ar	0,90

e a potência a ser fornecida à máquina a vapor, para uma bomba consumindo 100 CVI, é:

$$T = \frac{100}{0.91 \times 0{,}90} = 122 \text{ CV}$$

b) *Acionamento por máquina em paralelo* (fig. 41.22, bomba da esquerda). Nesta máquina, biela e manivela transmitem toda a potência, havendo diminuição do rendimento mecânico. Além disso, é preciso calcular a potência absorvida pelas correias (eventualmente) e na transmissão:

Rendimento da máquina a vapor	0,91
» » 1.ª correia	0,98
» » transmissão	0,99
» » 2.ª correia	0,98
» mecânico da bomba de ar	0,85

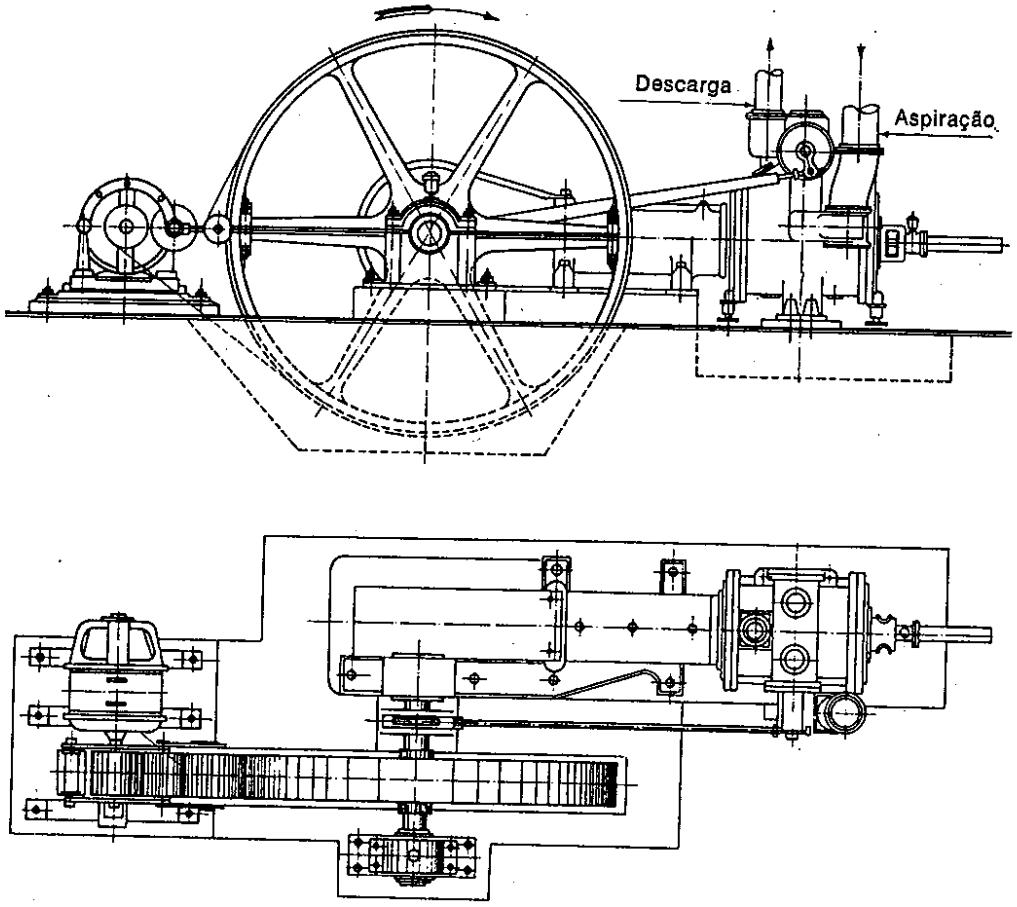


FIG. 41.23. — Bomba de ar com acionamento por motor elétrico.

Donde se obtém a potência a ser fornecida à máquina:

$$T = \frac{100}{0{,}91 \times 0{,}98 \times 0{,}99 \times 0{,}98 \times 0{,}85} = 136 \text{ CV}$$

c) *Acionamento por motor elétrico* (fig. 41.23). Neste caso, tem-se:

Rendimento da linha elétrica	0,97
„ do motor elétrico	0,90
„ da correia	0,98
„ mecânico da bomba de ar	0,85

Donde se obtém a potência absorvida no painel da central elétrica:

$$T = \frac{100}{0{,}97 \times 0{,}90 \times 0{,}98 \times 0{,}85} = 137 \text{ CV}$$

Entretanto, é preciso levar em conta o consumo de vapor por CV do turbo-alternador, que pode ser muito menor que o da máquina a vapor e, finalmente, fornecer um resultado muito inferior ao do caso (*a*) para o consumo de bagaço da usina.

Rendimento mecânico

Para uma bomba em tandem, o rendimento mecânico total da máquina apresenta o seguinte valor:

$$\rho_m = \frac{\text{Trabalho indicado observado na bomba de ar}}{\text{Trabalho indicado observado na máquina a vapor}} \qquad (41.33)$$

A partir de experiências efetuadas, Tromp (p. 503) deduz que as bombas comuns possuem um rendimento mecânico superior ao das bombas de compensação. Encontrou, para o rendimento mecânico total das bombas em tandem:

Bomba de compensação	$\rho_m = 0{,}72$
Bomba sem compensação	$\rho_m = 0{,}85$

Entretanto, a bomba sem compensação era moderna e munida de válvulas na descarga. Além disso, as 2 bombas não tinham as mesmas dimensões.

Bombas de ar rotativas com anel líquido

Foram estudadas aqui as bombas de ar de duplo efeito porque ainda são encontradas nas usinas. Porém, apresentam uma série de inconvenientes, tais como preço, custo de manutenção, mão-de-obra e espaço ocupado, em relação às bombas modernas rotativas com anel líquido, as únicas a serem consideradas no caso do acionamento duma instalação de vácuo com bomba de ar. Como serão comparadas com as soluções sem bomba de ar, estudadas mais adiante (pp. 921 a 929), serão examinadas no fim do capítulo (p. 929).

Medição das entradas de ar

É possível obter facilmente o valor das entradas de ar em um vácuo, procedendo da seguinte maneira:

Calcula-se o volume total do recipiente sob vácuo, limitado ao nível da água na coluna barométrica e incluindo o volume interno total de um ou dos vários aparelhos ligados. As tubulações dos gases incondensáveis são fechadas cuidadosamente. Estabelece-se o vácuo e pára-se a bomba de ar em seguida. Mede-se, então, o tempo necessário para que o vácuo diminua de 5 ou 10 cm, por exemplo.

Conhecendo o volume total e a pressão absoluta no início e no fim deste período, deduz-se facilmente o peso de ar do início ao fim e, conseqüentemente, o peso de ar que penetrou por minuto.

Sabe-se que o peso de ar que penetrou é independente da pressão no recipiente enquanto esta pressão não alcança:

$$p_c = 0{,}528P \tag{41.34}$$

p_c = pressão crítica posterior;

P = pressão anterior = pressão atmosférica.

Seja:

$$p_c = 0{,}528 \times 76 = 40 \text{ cm} \tag{41.35}$$

Com outras palavras, a vazão de ar dum vazamento ou dum orifício qualquer é independente da pressão posterior p e depende apenas da pressão anterior P, enquanto a pressão posterior continua inferior a $p_c = 0{,}528\ P$; no caso considerado, enquanto o vácuo continua superior a:

$$H_c = 76 - 40 = 36 \text{ cm}. \tag{41.36}$$

EXEMPLO. — Supõe-se um recipiente com capacidade $V = 50$ m³, no qual o vácuo leva 36 minutos para cair de 60 a 50 cm. A pressão correspondente a (quadro 33.1):

um vácuo de 60 cm é $p_a = 0{,}218$ kg/cm²,

e a um vácuo de 50 cm é $p_a = 0{,}354$ „ .

Supondo que a temperatura do ar no recipiente tenha sido verificada por um termômetro no início e no fim dos 36 minutos, tendo apresentado respectivamente 20°C e 25°C, obtém-se o volume específico do ar no início (v_a) e no fim (v_z) dos 36 minutos.

$$v_a = 0{,}002927 \cdot \frac{273 + 20}{0{,}218} = 3{,}93 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_z = 0{,}002927 \cdot \frac{273 + 25}{0{,}354} = 2{,}46 \quad \text{„}$$

Donde os pesos de ar contidos no recipiente, no início e no fim dos 36 minutos:

$$P_a = \frac{V}{v_a} = \frac{50}{3{,}93} = 12{,}7 \text{ kg}$$

$$P_z = \frac{V}{v_z} = \frac{50}{2{,}46} = 20{,}3 \text{ kg}$$

$$\overline{P_z - P_a} \qquad \overline{7{,}6 \text{ kg}}$$

Portanto, as entradas são de:

$$7{,}6 \times \frac{60}{36} = 12{,}7 \text{ kg/h}.$$

A COLUNA BAROMÉTRICA

Dois elementos são importantes na coluna barométrica (fig. 41.24):

a) sua altura;

b) sua seção.

Altura da coluna barométrica. — A altura da coluna barométrica deve ser calculada a partir do nível do vertedor do tanque no pé da coluna até a junta com o corpo do condensador.

Para facilitar a entrada da água na coluna, Hausbrand aconselha (p. 251) ligá-la ao corpo por um cone de ligação com uma abertura de 30°. Este cone não é necessário, quando o próprio corpo termina numa parte cônica, suficientemente pronunciada.

A altura H da coluna deve representar a soma das 3 expressões:

a) H_0 = altura de água correspondente ao vácuo do condensador suposto máximo;

b) h = carga necessária para dar à água a velocidade de descida desejada;

c) s = margem de segurança para prever variações repentinas do nível da água na coluna.

$$H = H_0 + h + s \qquad (41.37)$$

1.° H_0. — Pode-se tomar como limite inferior da temperatura da água quente um mínimo de 30°C. O vácuo correspondente é de 73 cm, que é, portanto, um máximo nos trópicos. Tendo em conta o volume específico da água a 30°C (1,004) e a margem necessária para compensar uma elevação eventual do barômetro a 78 cm, obtém-se:

$$H_0 = 10{,}33 \times \frac{73}{76} \times 1{,}004 \times \frac{78}{76} = 10{,}20 \text{ m}$$

2.º h. — A carga é dada por:

$$h = (1 + \alpha)\frac{v^2}{2g} \qquad (41.38)$$

h = carga hidrostática, em metros, necessária para provocar o escoamento na coluna, à velocidade v;

v = velocidade de escoamento na coluna, em metros/segundo;

g = 9,8 m/s/s;

α = coeficiente.

De acordo com Hausbrand (pp. 208-250), é possível empregar:

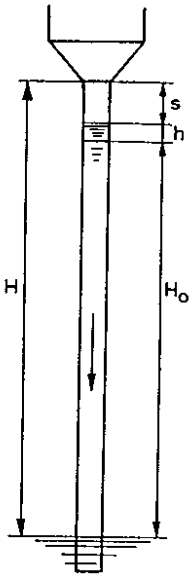


FIG. 41.24. — Altura da coluna barométrica.

QUADRO 41.14

Valor do coeficiente α

Coluna	*Diâmetro da coluna em mm*				
	50	100	200	400	800
Reta	6,1	2,6	1,2	0,6	0,4
Com curva dupla de 90º na base	6,7	3,2	1,8	1,2	1

3.º s. — É uma simples margem de segurança, prevendo oscilações repentinas do vácuo ou da vazão de água. Geralmente, adota-se:

$$s = 0{,}50 \text{ m} \qquad (41.39)$$

EXEMPLO. — Calcula-se a altura duma coluna barométrica para:

v = velocidade de queda da água 1 m/s

D = diâmetro interno da coluna 25 cm

supondo que não haja curva na parte inferior desta coluna. Obtém-se:

1º H_0	10,20 m
2º $h = (1 + 1)\frac{1^2}{19{,}6} = \frac{2}{19{,}6}$	0,10
3º s	0,50
Donde:	$H = 10{,}80$ m.

Evidentemente, é possível modificar a margem de segurança s, quando a parte inferior do corpo é capaz de se encher sem inconveniente.

Seção da coluna. — A coluna barométrica deve ser suficiente para assegurar a expulsão da água. A água expulsa é constituída por:

a) água fria injetada no condensador;

b) vapor que ela condensou;

ou seja:

(W + 1) kg por kg de vapor condensado.

Antigamente, usava-se uma velocidade de escoamento de 0,8 a 1 m/s; evitava-se ultrapassar 1,5 a 1,8 m/s. Entretanto, Webre e Robinson (p. 221) assinalaram que as colunas eram freqüentemente largas demais e que não era interessante escolher velocidades inferiores a 2 a 3 m/s. Alcançando estes valores, obtém-se, com efeito, o arrasto duma certa proporção de ar, diminuindo, desta forma, o trabalho da bomba de ar numa proporção considerável.

Além disso, o ar, às vezes, se acumula na parte inferior do corpo, formando uma bolsa prejudicial ao intercâmbio de temperatura entre vapor e água. A velocidade alta, ao arrastar o ar, elimina este inconveniente.

O diâmetro da coluna é dado por:

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot v = \frac{Q(W+1)}{3\,600} \tag{41.40}$$

D = diâmetro da coluna, em decímetros;

v = velocidade de escoamento da água na coluna, em decímetros/segundo;

Q = peso de vapor a ser condensado, em kg/h;

W = relação do peso de água de injeção com o peso de vapor condensado, dada pela fórmula (41.5).

Donde:

$$D = \sqrt{\frac{Q(W+1)}{2\,827v}} \tag{41.41}$$

AS BOMBAS DE ÁGUA

Para alimentar um condensador, geralmente são necessárias 2 bombas de água:

a) a bomba de água fria, recalcando do sistema de refrigeração à parte superior do condensador;

b) a bomba de água quente, recalcando do tanque do pé do condensador ao sistema de refrigeração.

Vazão. — Já conhecemos a vazão destas bombas:

a) Bomba de água fria : $Q_1 = Q \cdot W$ (41.42)

b) Bomba de água quente : $Q_2 = Q(W + 1)$ (41.43)

Q_1 = vazão da água fria, em litros/hora;

Q_2 = „ „ „ quente, em litros/hora;

Q = peso de vapor a ser condensado, em kg/h;

W = relação do peso de água fria com o peso de vapor a ser condensado, dada por (4.5 ou 6).

Altura manométrica. — A altura manométrica que a bomba deve poder vencer em funcionamento normal, com vazão total, é facilmente calculada:

EXEMPLO. — a) *Bomba de água fria*

Altura geométrica da entrada de água, por exemplo:	15 m
Subtrai-se: vácuo de 66 cm × 13,6	9 „
	6 „
+ Aspiração máxima, por exemplo:	1,5 „
+ Perdas de carga (a serem calculadas), por exemplo:	1,5 „
+ Margem de segurança de 20%	2 „
	11 „

As perdas de carga são calculadas pela fórmula (47.3).

A bomba de água deve ser capaz de recalcar a água no início do funcionamento, quando o vácuo ainda não está estabelecido. No exemplo precedente:

Altura geométrica	15 m
+ Aspiração máxima	1,5 „
+ Perdas de carga	0,5 „
	17 „

A curva de funcionamento da bomba $H = f(Q_1)$ deve, neste caso, iniciar-se com $H = 18$ m para $Q_1 = 0$ e chegar a $H = 11$ a 12 m para a vazão normal Q_1, dada pela fórmula (41.42).

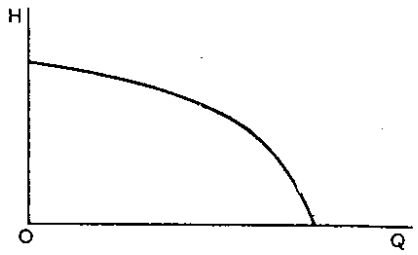


FIG. 41.25. — Curva de funcionamento duma bomba de condensação.

b) *Bomba de água quente.* — O funcionamento das tubeiras exige uma certa carga para sua entrada, geralmente 5 a 6 m. Por exemplo:

Carga a ser fornecida	6	m
+ Altura geométrica das tubeiras acima da bomba, por exemplo:	4	„
+ Aspiração do tanque do condensador até a bomba, por exemplo:	1	„
+ Perda de carga entre bomba e tubeira (a ser calculada), por exemplo:	2	„
	13	„
+ Margem de segurança de 20%	2,5	„
	15,5	„

As curvas de funcionamento destas bombas $H = f(Q_1)$ são, geralmente, nitidamente descendentes a partir de seu começo (fig. 41.25).

Rendimento. — Estas bombas grandes geralmente apresentam um rendimento de cerca de 75 a 80%.

Sua potência é dada por:

$$P = \frac{HQ_1}{75\rho} \tag{41.44}$$

P = potência gasta pela bomba, em CV;
H = carga manométrica, em metros de água;
Q_1 = (ou Q_2) = vazão, em litros/segundo;
ρ = rendimento da bomba.

O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

As usinas que contam com um abastecimento considerável de água fria podem jogar fora a água quente do condensador. Neste caso, necessitam apenas uma bomba por condensador: a bomba de água fria. Outras, ainda, recebem a água fria com uma altura suficiente para alimentar diretamente o condensador, ou possuem um reservatório em cima dos condensadores. São condições particularmente favoráveis, porém pouco freqüentes.

Quantidade de água necessária à condensação

A quantidade mínima Q_1 de água nova necessária à condensação eleva-se a:

$$Q_1 = Q \cdot W \tag{41.45}$$

Q_1 = volume mínimo de água fria necessário à condensação, em litros/hora;
Q = peso de vapor a ser condensado na usina, em kg/h;
W = relação do peso de água fria com o peso de vapor a ser condensado.

Ou, de acordo com (41.6) e (41.9) e supondo que os condensadores sejam de contracorrentes:

$$Q_1 = \frac{572Q}{t_2 - t_1} = \frac{572Q}{0{,}88(t_v - t_1)} = \frac{650Q}{t_v - t_1} \qquad (41.46)$$

t_v = temperatura de vapor correspondente ao vácuo;

t_1 = temperatura da água fria disponível.

Geralmente, um vácuo de 65 cm é suficiente, donde $t_v = 54°C$. Ou, no caso freqüente em que a água é proveniente de torrentes ou cursos de água profundos, a temperatura é, muitas vezes, em países tropicais: $t_1 = 21$ ou $22°C$. Neste caso, tem-se:

$$Q_1 = \frac{650Q}{54 - (21 \text{ ou } 22)} = \frac{650Q}{32 \text{ ou } 33} = 20Q \qquad (41.47)$$

O quadro (41.7) e o valor (41.4) permitem determinar rapidamente a quantidade mínima de água necessária por TC. Com 300 kg de vapor a serem condensados por TC, esta será, por exemplo:

$$Q_1 = 20 \times 300 = 6\,000 \text{ l/TC} \qquad (41.48)$$

Para ter uma margem de segurança e enfrentar variações momentâneas, é preciso calcular:

a) Com vácuo central:

$$Q_1 = 30\ Q \qquad (41.49)$$

ou, no caso escolhido:

$$Q_1 = 10\,000 \text{ l/TC} \qquad (41.50)$$

b) Com vácuo individual:

$$Q_1 = 60\ Q \qquad (41.51)$$

ou, no caso escolhido:

$$Q_1 = 20\,000 \text{ l/TC} \qquad (41.52)$$

Esfriamento. — Quando não se dispõe da quantidade suficiente de água de fonte, rio ou de mar, muitas vezes é necessário recorrer a um sistema de refrigeração, ao qual a água quente é enviada ao sair do condensador e que a transforma em água fria.

Tipos de sistemas de refrigeração

Há 2 tipos principais de sistemas de refrigeração utilizados nas usinas:

a) O tanque com jatos de água, no qual a água quente é pulverizada por meio de aspersores.

b) O sistema de refrigeração com palhetas, ou torre de refrigeração. Como este último sistema é muito pouco freqüente na fabricação do açúcar de cana,

não será levado em consideração e serão examinados apenas os tanques de refrigeração com aspersores.

FIG. 41.26. — Tanque de refrigeração com aspersores.

Este sistema (fig. 41.26) é simplesmente constituído por um grande tanque raso, por cima do qual se distribui a água quente por tubos que apresentam, em espaços regulares, aspersores que pulverizam a água. Uma pequena parte desta água evapora ao entrar em contato íntimo com a atmosfera. A evaporação e o contato do ar ambiente com as gotículas finas de água pulverizada produzem o esfriamento necessário.

Esfriamento máximo possível

A temperatura mais baixa que pode ser alcançada no esfriamento por contato com o ar é a temperatura indicada pelo termômetro com bulbo úmido. Atingindo-a, obtém-se um rendimento de 100% no esfriamento. Portanto, é possível definir o rendimento ρ do sistema de refrigeração como sendo:

$$\rho = \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_0} \tag{41.53}$$

t_2 = temperatura da água quente ao entrar no tanque;

t_1 = temperatura da água fria ao sair do tanque;

t_0 = temperatura indicada pelo termômetro com bulbo úmido.

BIBLIOTECA
Gen. A. [illegible]
SERTÃOZINHO

Geralmente, os rendimentos são de cerca de 50 a 70%, em média 60%.

Como o emprego do termômetro com bulbo úmido é pouco difundido, é mais simples lembrar que um bom sistema de refrigeração pode esfriar a água até 1 ou 2°C acima da temperatura do ar ambiente, sob a condição de ser bastante amplo.

Tanque de esfriamento com aspersores

PROFUNDIDADE. — O tanque de esfriamento deve ter uma profundidade de 0,80 a 1 m. Na Austrália (ISJ, 1941, p. 351), aconselha-se 0,90 m.

Não há nenhum interesse em ultrapassar 1 m de profundidade, porque o aumento da massa de água em circulação exerce uma influência insignificante sobre o esfriamento. Apenas a superfície é importante.

SUPERFÍCIE DO TANQUE. — A superfície do tanque é importante, porque é preciso instalar os aspersores para que os jatos de água não se penetrem reciprocamente e para que o ar circule entre os jatos.

A superfície do sistema de refrigeração é calculada em função da quantidade de água que deve poder tratar em 1 hora por m² de superfície do tanque. Tromp (p. 492) aconselha 600 kg/m²/h; Webre e Robinson (p. 156), 750 kg/m²/h. Outros calculam:

	Mínimo	*Máximo*	*Média*
No Havaí (FAS, 1931, p. 529)	700	820	760 kg/m²/h
Em Queensland (ISJ, 1941, p. 351)	650	825	740 „

Das fabricações francesas, a Fives-Lille Cail baseia seus cálculos em 800 kg/m²/h.

Acreditamos que o melhor valor a ser empregado é:

$$\frac{Q_2}{S} = 750 \text{ kg/m}^2\text{/h} \qquad (41.54)$$

Q_2 = peso de água quente a ser tratada em kg/h, dado por (41.43);

S = superfície do tanque, em m², sem incluir o excedente das margens (41.56) de segurança dos semi-intervalos a e b (41.55).

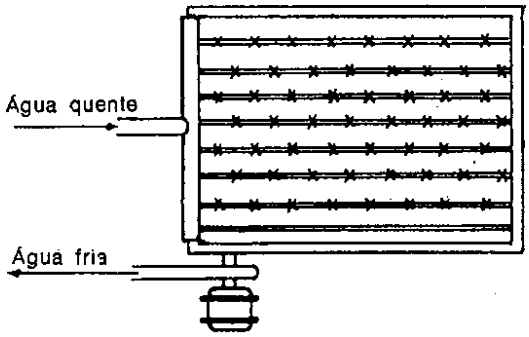


FIG. 41.27. — Sistema de refrigeração. Disposição dos aspersores.

Não é conveniente utilizar uma superfície de tanque exagerada (ISJ, março 1952, p. 73). Com efeito, o sol aquece a água do tanque, principalmente nos lugares não protegidos pelos cones de pulverização, e este aquecimento é proporcional à superfície exposta.

DISTRIBUIÇÃO DOS ASPERSORES. — Instala-se uma rede de tubos sobre o tanque, com

diâmetro constante ou progressivamente decrescente, e sobre estes tubos colocam-se aspersores em quincôncio (fig. 41.27).

O espaço entre os tubos e a distância entre os aspersores sobre cada tubo dependem do tamanho do cone de água de cada aspersor. Para os modelos comuns, é possível adotar aproximadamente:

$$a = 2{,}50 \text{ a } 4 \text{ m entre os tubos}$$

e: (41.55)

$$b = 2 \text{ a } 2{,}50 \text{ m entre os aspersores sobre cada tubo.}$$

O bordo da parede do tanque deve ser inclinado para o interior do tanque. Deixa-se uma distância suficiente entre os aspersores periféricos e o bordo externo da parede:

Lado do vento	cerca de 3 a 4 m	(41.56)
„ contrário	„ „ 6 „ 8 „	

Aspersores. — MODELOS. Há um grande número de modelos de aspersores. A maioria procura dar ao jato de água a forma dum cone vazio, seja com o ápice deste cone na saída do orifício do aspersor ou ainda imprimindo à água um movimento centrífugo ou de turbilhão. Em Queensland (ISJ, 1943, p. 109), compararam-se 3 tipos de aspersores, com jato cônico, de turbilhão e centrífugo, sendo que os aspersores com jato cônico se revelaram superiores, quanto à vazão e à eficiência.

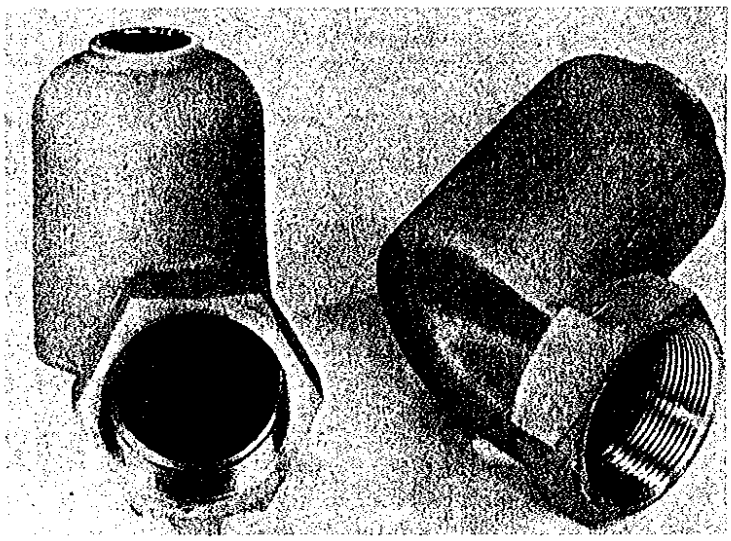


FIG. 41.28. — Bico de aspersor (A. Gauthier).

Acima (fig. 41.28) mostramos um modelo bem estudado.

Um bom modelo de aspersor deve ser simples, facilmente desmontável e não deve apresentar partes cuja seção de passagem seja inferior àquela do orifício de saída, porque poderia reter corpos estranhos e obturar o aspersor. Ou, então, esta parte deve ser instalada de tal maneira que o corpo estranho possa ser retirado facilmente, desmontando rapidamente o aspersor.

PRESSÃO. — A pressão geralmente utilizada nos aspersores varia de 400 a 700 g/cm², ou seja 4 a 7 m de água. Em Queensland (ISJ, 1941, p. 109), aconselha-se 700 g/cm²; Tromp (p. 492) estima a pressão ótima em 500 g/cm², sendo esta a opinião mais difundida.

VAZÃO. — A vazão dum aspersor em m³/hora é dada por:

$$q = 3\,600 \frac{s}{10\,000} \sqrt{2gH} \cdot c$$

ou:

$$q = 0{,}36cs\sqrt{2gH} \tag{41.57}$$

q = vazão do aspersor, em m³/h;
c = coeficiente de contração;
s = seção do orifício de saída do aspersor, em cm²;
g = 9,8 m/s/s;
H = pressão de água no aspersor, em metros de água.

Ou ainda:

$$q = 1{,}6cs\sqrt{H} \tag{41.58}$$

nas mesmas unidades.

O coeficiente c varia de acordo com o modelo de aspersor. É possível utilizar:

a) Aspersores proporcionando jatos de água normais na seção do orifício	c = 0,5 a 0,7
b) Aspersores com movimento em turbilhão	c = 0,4 a 0,5

Geralmente, utilizam-se aspersores com vazão unitária de cerca de 5 m³/h, sob uma carga de 5 m.

Observa-se que a superfície de tanque correspondente a um aspersor deve ser proporcionada à sua vazão, quando se toma por base a relação Q_2/S, estabelecida pela fórmula (41.54), ou seja:

$$\frac{Q_2}{S} = \frac{q}{ab} = 750 \text{ kg/m}^2\text{/h} \tag{41.59}$$

Donde:

$$ab = \frac{q}{75C} \tag{41.60}$$

a = espaço entre os tubos com aspersores, em metros;

b = distância entre os aspersores de cada tubo, em metros;

q = vazão de cada aspersor, em kg/h.

NÚMERO. — O número N de aspersores é obtido imediatamente:

$$N = \frac{Q_2}{q} \tag{41.61}$$

N = número de aspersores do tanque de esfriamento;

Q_2 = vazão de água quente a ser esfriada, em m³/h, dada por (41.43);

q = vazão de água quente de cada aspersor, em m³/h.

Perda de água

A pulverização da água quente no tanque de esfriamento ocasiona a evaporação duma pequena fração desta água. De outro lado, o vento arrasta uma pequena parte das gotículas finas.

Os principais autores dão a estas perdas o seguinte valor:

QUADRO 41.15

Perda de água no tanque de esfriamento

	Por evaporação	*Por arrasto*	*Total*
Noël Deerr (p. 371)			3 a 5%
Webre e Robinson (p. 159)			3%
Tromp (p. 491)	2,6%	3%	5,6%

A perda total deve ser de cerca de 3 a 5%, de acordo com a força do vento. Porém, havendo uma perda de 3 a 5% de água, no tanque de esfriamento, ao condensador chega:

$$\frac{100}{W}\%$$

porque W kg de água fria condensam 1 kg de vapor vegetal.

Portanto, a perda líquida é de:

$$\varepsilon = \varphi - \frac{100}{W} \tag{41.62}$$

ε = perda líquida de água, % da água em circulação, Q_2;

φ = perda bruta total por evaporação e arrasto, % de Q_2;

W = relação entre o peso de água fria e o peso de vapor a ser condensado.

Portanto, para que a quantidade de água de circulação não diminua, é preciso acrescentar ao circuito um complemento igual à perda líquida (fig. 41.29).

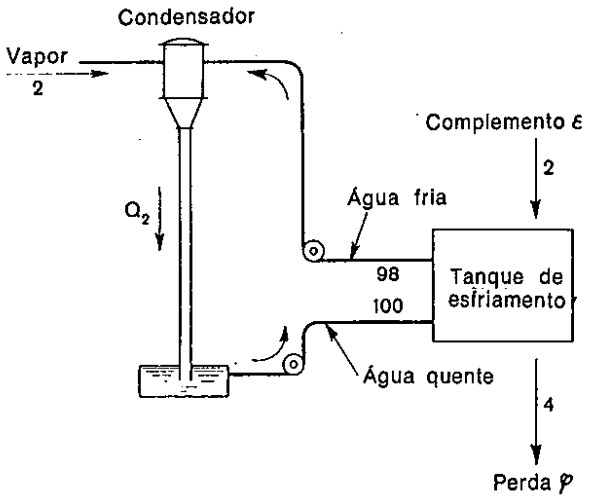


FIG. 41.29. — Circulação da água de condensação.

Observa-se que, sendo possível reduzir a perda bruta φ no tanque de esfriamento ao valor $100/W$, o complemento tornar-se-ia inútil, ou seja:

$$\varphi_0 = \frac{100}{W} \tag{41.63}$$

Infelizmente, isto dificilmente é alcançado, mesmo com um bom tanque de esfriamento e um vácuo baixo. Em certas usinas, nas quais o abastecimento de água nova cai muito com a estiagem, é preciso fazer o possível para alcançar este objetivo. O melhor meio é aumentar a margem de segurança do tanque do lado oposto ao vento (41.56) e vedar cuidadosamente todos os vazamentos que possam ocorrer. Também é preciso cuidar que as outras águas da usina (esfriamento dos mancais das moendas, refrigeração do óleo do turbogerador, retornos dos últimos corpos etc.) não sejam desperdiçadas.

A quantidade de água complementar é de:

$$E = Q \frac{W}{100} \cdot \varepsilon \tag{41.64}$$

EXEMPLO. — Com:

Q = 300 kg de vapor a ser condensado por TC,
W = 50,
ε = 2%,

obtém-se:

$$E = 300 \text{ litros por TC.}$$

Se, como neste caso, $We/100 = 1$, obtém-se $E = Q$, isto é, o complemento necessário de água é aproximadamente igual ao peso de vapor a ser condensado.

CONDENSADORES MULTIJATOS

Princípio. — Os condensadores multijatos foram lançados pela Schutte-Koerting por volta de 1930. São baseados no efeito dinâmico dos jatos de água, os quais, ao penetrar na massa de água da coluna barométrica, arrastam juntamente, por fricção, o ar que está no condensador. Se a seção da coluna barométrica é bastante pequena para assegurar uma velocidade de escoamento conveniente, as bolhas de ar não sobem no condensador e são expulsas ao tanque do pé de coluna.

Assim é possível obter uma condensação sem bomba de ar, possibilitando a eliminação duma máquina e, conseqüentemente, de seus custos de manutenção.

A construção do condensador é similar à dum condensador comum de co-correntes (fig. 41.30). É ainda mais simples, por causa da supressão das chicanas, que interromperiam a velocidade dos jatos. Apenas a construção dos aspersores e a direção dos jatos exigem um certo cuidado, para se obterem jatos bem formados, sem turbulências, e se assegurar uma boa orientação dos jatos na direção da entrada da coluna, um arrasto do ar e uma penetração eficientes na água da coluna.

Cálculo. — Os condensadores multijatos são calculados como os condensadores comuns (cf. p. 872 e seguintes). Os únicos pontos divergentes são os seguintes:

1.º Aproximação. — A aproximação não é dada pela fórmula (41.10). Depende:

a) Da quantidade das entradas de ar. Quanto mais fortes forem, pior será a aproximação.

b) Do vácuo desejado. Quanto maior for, mais difícil será a aproximação.

c) Das dimensões do condensador. Quanto maior for, melhor será a aproximação.

É possível adotar para a aproximação o valor fornecido pela seguinte fórmula empírica:

$$\text{Aprox.} = 0{,}3(10 + R)\frac{79 - H}{76 - H} \cdot \frac{4\,000 - Q_1}{4\,000} \qquad (41.65)$$

Aprox. = aproximação = $t_1 - t_2$ = diferença em °C separando a temperatura da água quente que sai do condensador da do vapor que nele entra;

R = entradas de ar no recipiente ligado ao condensador, em kg de ar por hora;

H = vácuo a ser mantido no condensador, em cm de mercúrio;

Q_1 = vazão de água fria, dada pela fórmula (41.42), porém calculada em m³/h (a fórmula é apenas válida para $Q_1 \leqslant 2\,000$).

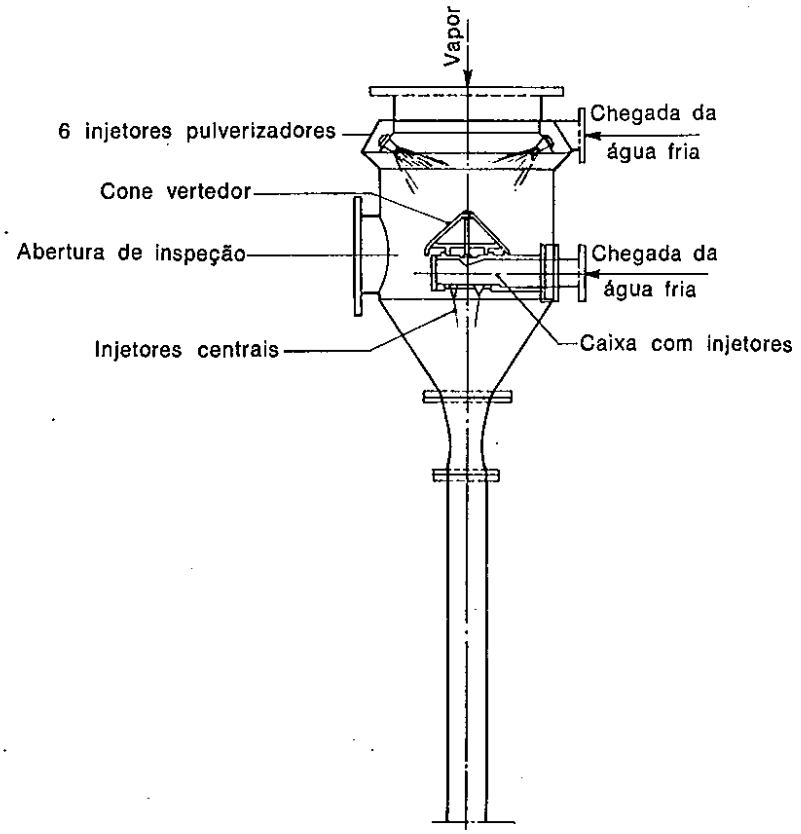


FIG. 41.30. — Condensador multijato (Fives-Lille Cail).

Determinam-se as entradas de ar pelo método exposto na página 908. Em uma instalação normal, é possível considerar uma entrada de ar:

$R = 10$ kg/h como o mínimo normal,
$R = 15$ „ „ um valor médio,
$R = 20$ „ „ valor alto.

Porém, às vezes, encontram-se entradas bem maiores.

Tromp assinala (ISJ, 1946, p. 120) para um condensador multijatos uma aproximação de 4 a 5°C; mais correntemente, encontra-se (ISJ, 1948, p. 10) 7 a 15°C, com uma média de 11°C, de acordo com as variações da quantidade de vapor a ser condensada.

2.° PRESSÃO DE ÁGUA. — Os condensadores multijatos funcionam sob uma pressão de água bastante fraca. Esta pressão, maior nos modelos antigos, pôde ser bastante reduzida nos modelos mais recentes. De fato, certos aparelhos funcio-

nam com água, chegando aos bicos sob um pequeno vácuo. Entretanto, isto é excepcional.

A pressão de água deve ser função das entradas de ar. É prudente basear-se nos seguintes valores mínimos:

QUADRO 41.16

Pressão efetiva da água nos bicos dos condensadores multijatos

Entradas de ar		*Pressão nos bicos*
Fracas	10 kg/h	0,100 kg/cm² = 1 m de água
Médias	15 „	0,150 „ = 1,50 „ „ „
Altas	20 „	0,200 „ = 2 „ „ „

isto é, cerca de 1 m por 10 kg/h de entradas de ar.

Esta pressão é considerada efetiva, isto é, acima da pressão atmosférica. Conseqüentemente, como o vácuo existe no interior do condensador, o jato entra no condensador com uma pressão de, por exemplo:

$$1{,}50\text{ m} + 9\text{ m} = 10{,}50\text{ m}$$

sendo 9 m a pressão correspondente a 66 cm de mercúrio.

Entretanto, é preciso assegurar a pressão necessária ao início do funcionamento, quando o vácuo ainda não está estabelecido. 400 g/cm² = 4 m de água podem ser suficientes. A curva de funcionamento da bomba de água fria deve, portanto, permitir-lhe empurrar uma pequena vazão com 4 m de pressão à parte superior do condensador. É a altura manométrica que deve ser adotada para determinar a bomba, acrescentando-a à altura manométrica dos bicos, sem deduzir o vácuo (cf. p. 912).

É útil munir a aspiração da bomba com um ralo, para que os pedaços de bagaço ou os corpos estranhos não obturem os bicos.

O quadro 41.16 é válido para temperaturas normais de água fria. Quando se utiliza uma água fria com temperatura $t_1 \geqslant 35°C$, é útil aumentar bastante a pressão nos bicos.

3.º COLUNA BAROMÉTRICA. — Para simplificar as construções, geralmente os fabricantes determinam a coluna barométrica de modo a obter uma perda de carga constante. De acordo com a fórmula de Darcy:

$$J = 4b\frac{v^2}{D} \qquad (41.66)$$

J = perda de carga num tubo, por exemplo, em metro por metro;
b = coeficiente variando um pouco com o diâmetro;
v = velocidade da água no tubo, em m/segundo;
D = diâmetro do tubo, em metro.

Sem levar em conta a variação do coeficiente b e dando-lhe o valor médio 0,0004, tem-se:

$$J = 0{,}0016 \frac{v^2}{D} \tag{41.67}$$

Para os condensadores multijatos, emprega-se normalmente:

$$J = 0{,}064 \qquad \text{ou :} \qquad \frac{v^2}{D} = 40 \tag{41.68}$$

ou, calculando v em metros/segundo e D em decímetros:

$$v = 2\sqrt{D} \tag{41.69}$$

v = velocidade aparente, em metros/segundo, de descida da água na coluna, sem considerar o ar arrastado juntamente;

D = diâmetro interno da coluna, em decímetros.

Assim, a velocidade alcança 2 m/s numa coluna de 10 cm de diâmetro e 4 m/s numa de 40 cm. Estas velocidades são suficientes para provocar o arrasto das bolhas de ar, porém não devem ser reduzidas a menos da metade ou de 2/3 destes índices, para que o arrasto do ar continue garantido.

Emprego dos condensadores multijatos. — Os condensadores multijatos exigem um recipiente bem vedado às entradas de ar, às quais são muito mais sensíveis que os condensadores munidos de uma bomba de ar. Porém, quando esta condição é preenchida, funcionam muito bem e a supressão da bomba de ar é uma economia.

Não são utilizados para um vácuo central, por causa do volume muito grande das entradas de ar, neste caso. Porém, constituem uma boa solução para o vácuo individual.

São menos flexíveis que os condensadores munidos de bomba de ar, no que se refere à vazão de água de injeção, que apenas pode variar em limites bem mais estreitos. O vácuo fornecido é, também, menos estável e varia um pouco com a temperatura da água quente, a qual depende, por sua vez, da quantidade instantânea de vapor a ser condensada. Porém, este inconveniente não tem muita importância no caso do vácuo individual. Consomem muita água e, portanto, necessitam bombas potentes, as quais gastam muitos kWh.

EJETOR-CONDENSADOR A VAPOR

Além dos condensadores multijatos, há um outro meio para suprimir a bomba de ar: é a expulsão do ar por meio dum ejetor-condensador a vapor.

Este aparelho é ligado à tomada de ar do condensador (fig. 41.31). Vapor de alta pressão (5 a 10 kg/cm²) é introduzido em uma tubeira e o ar é arrastado por fricção na direção do tanque do pé de coluna, diretamente à atmosfera ou para um segundo pequeno condensador que condensa o vapor de alta pressão.

As vantagens deste sistema sobre a bomba de ar são (ISJ, 1941, p. 147):

1.º Ocupam pouco espaço.

2.º Não há necessidade de fundações.

3.º Não há peças em movimento. Portanto, não há desgaste e nem necessidade de lubrificação, de gaxetas, de peças de substituição (além da tubeira, gasto insignificante, que dura vários anos).

4.º Preço muito menor, aproximadamente a metade.

De outro lado, o rendimento volumétrico duma bomba de ar diminui rapidamente quando o vácuo aumenta, enquanto um ejetor-condensador é construído para um dado vácuo, para o qual seu rendimento é ótimo.

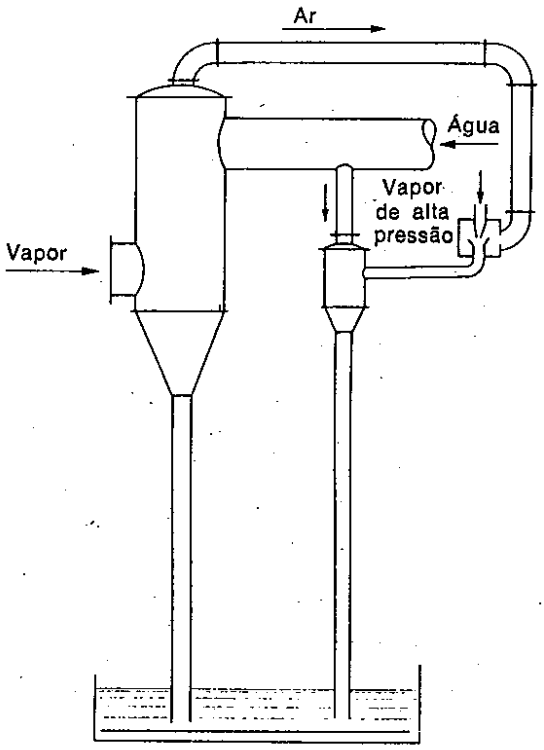


FIG. 41.31. — Ejetor-condensador.

Por outro lado, no início do funcionamento seu rendimento é insatisfatório, enquanto não se alcança o vácuo necessário. Conseqüentemente, é necessário um longo prazo para alcançar o vácuo desejado, no início do funcionamento.

Às vezes, este inconveniente é corrigido instalando um ejetor especial de início de funcionamento, que se liga apenas para estabelecer o vácuo no aparelho, desligando-o assim que o vácuo alcança 50 cm, depois de ter posto em funcionamento o ejetor de trabalho normal.

O ejetor-condensador a vapor apresenta um outro inconveniente: quando a água do condensador é enviada a um tanque de esfriamento, a temperatura de água quente deste tanque é aumentada pelo calor de condensação do vapor injetado.

Número de estágios

É possível extrair o ar em 2 vezes: 1.º do condensador grande ao pequeno; 2.º do pequeno a um outro ainda menor. Neste caso, diz-se que o ejetor possui 2 estágios.

Empregam-se:

a) Os ejetores com 1 estágio, para os vácuos até 66 cm. Nas usinas de açúcar, são utilizados principalmente para o vácuo dos filtros modelo Oliver, que não precisam de vácuo alto, ou como ejetor auxiliar para o início de funcionamento.

b) Os ejetores com 2 estágios, para os vácuos até 75 cm. São geralmente empregados para os múltiplos-efeitos e cozedores.

A instalação normal é constituída por um ejetor com 1 estágio, que aspira no condensador e expulsa para um 2.º pequeno condensador, ou "intercondensador"; a seguir, vem o ejetor com 2 estágios, que aspira no intercondensador e descarrega para a atmosfera, preferivelmente por um tubo que entra no tanque do pé de coluna e que recebe, desta forma, 3 colunas de expulsão: as dos 2 condensadores e a do último ejetor.

Consumo de vapor

O consumo de vapor é proporcional à quantidade de ar extraída. Para conseguir um consumo conveniente, é preciso empregar um vapor motriz com pressão compreendida entre 5 e 10 kg/cm². O consumo diminui à medida que a pressão motriz é maior. Acima de 10 kg/cm², o ganho torna-se cada vez menor. Abaixo de 5 kg/cm², o consumo aumenta muito rapidamente.

É possível recuperar o calor que ficou no vapor motriz expandido, recolhendo-o para utilizá-lo num trocador de calor. Porém, o consumo do ejetor aumenta muito rapidamente com a contrapressão.

QUADRO 41.17

Consumos relativos dos ejetores-condensadores de acordo com a contrapressão

(conforme Hellmer, ISJ, 1941, p. 148)

Contrapressão	*Consumo*
0 g/cm²	100
200 »	106
300 »	125
400 »	140
500 »	160
600 »	200
700 »	400

O consumo dum ejetor aumenta com o vácuo procurado. De acordo com o vácuo, a pressão e o número de estágios, varia de 2 a 10 kg por kg de ar extraído. Com um vácuo de 66 cm, vapor a 6 kg/cm², uma contrapressão de 50 kg/cm² e um ejetor com 2 estágios, é possível calcular cerca de:

para o 1.º ejetor	2,5	kg de vapor
„ „ 2.º „	6	„ „ „
Total	8,5	„ „ „

por kg de ar seco extraído.

Este ar está saturado de água à temperatura t_1.

Aproximadamente, é possível calcular o consumo total de vapor, a 6 ou 10 kg/cm², em cerca de 200 kg/hora para um cozedor e em cerca de 300 a 400 kg/h, para um múltiplo-efeito. Evidentemente, este consumo depende não somente do vácuo, da pressão do vapor empregado e do número de estágios, mas também da dimensão do aparelho, do número de efeitos e da temperatura da água fria utilizada no condensador. Também depende do material de que é feito o aparelho; as entradas de ar num aparelho de ferro fundido são mais freqüentes; geralmente, são o dobro daquelas num aparelho de chapa de aço.

Emprego. — Os ejetores a vapor são interessantes:

a) quando as entradas de ar são pequenas;

b) quando o vácuo procurado não é alto demais;

c) quando é difícil instalar uma bomba de ar;

d) quando há um excedente de vapor disponível.

É aconselhável instalar ejetores com margem ampla. Seu preço varia pouco em relação à capacidade e, deste modo, não há perigo de se tornarem insuficientes em pouco tempo.

É conveniente isolar cuidadosamente o tubo que conduz o vapor motriz e instalar um separador de vapor eficiente, exatamente antes da entrada deste vapor no ejetor. Da mesma forma, também o vapor motriz deve atravessar um filtro ou uma peneira, cuja função é reter os eventuais corpos estranhos e, especialmente, os pedaços de ferrugem, provenientes da tubulação.

É interessante que este vapor motriz esteja um pouco superaquecido, para não haver perigo de vapor saturado úmido na tubeira. O ideal é vapor saturado seco, porém, evidentemente, este estado é difícil de manter e um pequeno superaquecimento permite observar uma margem de segurança. Um excesso de superaquecimento é prejudicial, porque diminui a densidade e, conseqüentemente, o efeito de arrasto do vapor. O vapor úmido é também prejudicial, porque as gotículas de água ocasionam a erosão da tubeira.

Assim como os termocompressores, um ejetor só trabalha corretamente sob a pressão de vapor para a qual foi concebido. Portanto, é preciso ter o cuidado de mantê-lo à pressão previamente calculada e instalar, para este fim, um manômetro antes do ejetor.

Para não aumentar inutilmente a contrapressão, é preciso cuidar de que o tubo de expulsão no tanque do pé de coluna seja o mais curto e o mais reto possível e que não se prolongue demasiadamente abaixo do nível de segurança do tanque.

CONDENSADORES A JATOS COM EXTRAÇÃO EXTERNA DE AR

Em vez de vapor, é possível obter a extração do ar por meio duma trompa de água. É o princípio do condensador multijatos, com a única diferença de que a extração é efetuada fora do condensador.

É possível instalar a trompa a uma altura tal, que a água por ela expulsa possa ser aspirada ao condensador. Como o peso de ar é muito pequeno, a água sai da trompa com uma temperatura praticamente igual àquela com que entra. A diferença de temperatura não pode ser constatada com o termômetro.

Assim, uma bomba com altura manométrica bastante pequena pode ser suficiente (fig. 41.32) e é possível fazer com que não seja necessário bombear novamente a água que sai do ejetor-condensador de água e que é utilizada para assegurar a condensação na coluna barométrica. Para isto, é suficiente que o nível de água no tanque intermediário do ejetor esteja cerca de 4 m acima do nível no tanque do pé de coluna. A água do tanque intermediário é então aspirada para a coluna, assim que o vácuo chega ao seu valor normal.

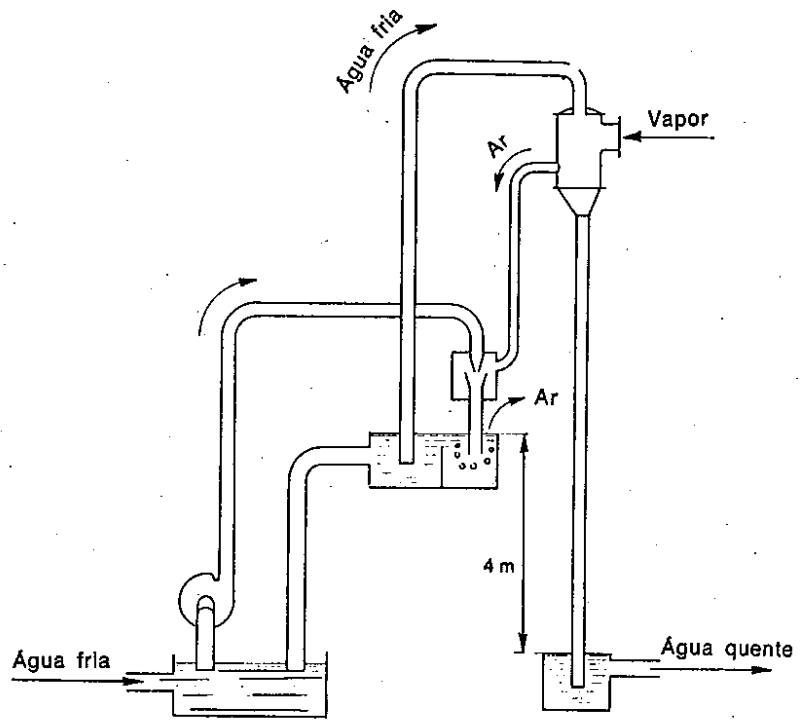


FIG. 41.32. — Condensador a jatos com extração externa de ar.

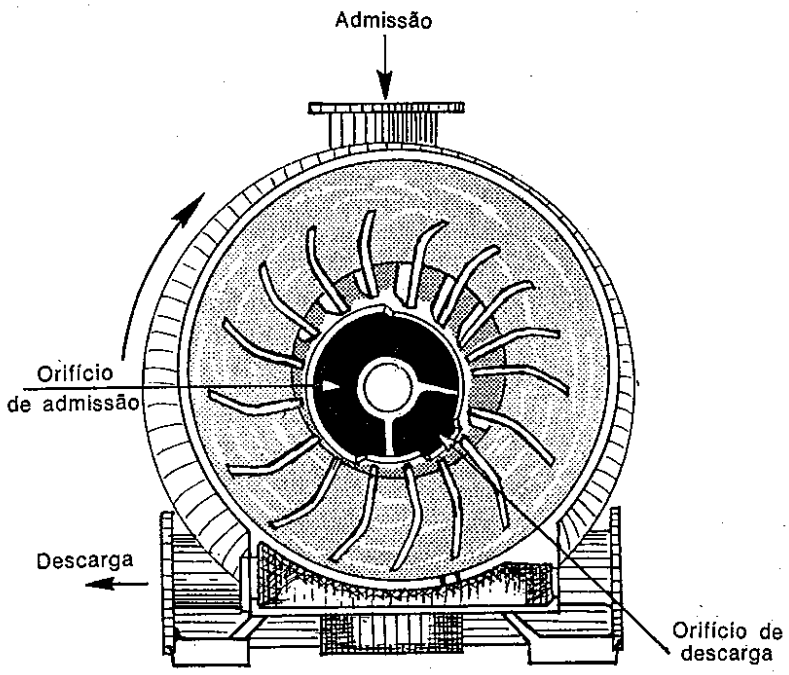


FIG. 41.33. — Princípio das bombas de ar com anel líquido (Nash).

BOMBAS DE AR ROTATIVAS COM ANEL LÍQUIDO

Conforme já foi visto (p. 907), as bombas de ar de duplo-efeito ocupam muito espaço e são de custo elevado. Hoje em dia, são substituídas por uma solução engenhosa e prática: a bomba de ar rotativa com anel de água. É constituída por um eixo sustentando palhetas radiais e girando num tambor (fig. 41.33). Seja por meio do excêntrico do eixo no tambor ou dando ao tambor uma forma elíptica ou oval, procura-se conseguir que as palhetas deixem um espaço que é primeiramente crescente, em comunicação com a aspiração, depois decrescente, para compressão, e que,a seguir,está em comunicação com a descarga. Externamente, este espaço é limitado por um anel de água que guarnece o tambor e que é lançada sobre suas paredes pela força centrífuga. Uma parte desta água sai com o ar expelido, porém pode ser recuperada e recircular. Sua função é esfriar as paredes aquecidas pela compressão.

De acordo com suas dimensões, estas bombas giram entre 250 e 1 500 rpm. São acopladas diretamente ou por correias trapezoidais a um motor elétrico. Seu rendimento volumétrico é de cerca de 0,65 a 0,75. No começo possuíam 2 estágios, porém, hoje em dia, fabricam-se bombas com estágio simples que podem proporcionar vácuos de mais de 70 cm.

Ocupam pouco espaço, consomem muito pouco óleo e lubrificantes e exigem pouca manutenção. Geralmente, não causam vibrações e, portanto, não necessitam fundações: podem ser instaladas no soalho do andar dos cozedores, o que

reduz bastante as conexões de vácuo. As entradas de água não causam danos, sendo possível suprimir o separador de água.

Em comparação com os condensadores multijatos, necessitam de muito pouca água e esta quantidade de água pode ser proporcionada ao peso de vapor a ser condensado, podendo ser bastante reduzida do início ao fim do cozimento, quando se trata de um cozedor. Conseqüentemente, prestam-se à regulagem automática do vácuo e solucionam otimamente o vácuo individual. Portanto, oferecem ao mesmo tempo economia no preço de aquisição, manutenção e potência.

Em comparação com os ejetores-condensadores a vapor, consomem apenas 1/8 da energia equivalente, fornecem uma eficiência muito melhor no arranque e seu vácuo é muito mais independente da quantidade de água e de vapor fornecida. São muito melhores, quando há fugas de ar consideráveis e quando há falta de água ou de vapor.

Para o vácuo dos filtros rotativos sob vácuo, do tipo Oliver, pode ser utilizado um modelo especial, mais barato.

Cálculo das bombas de ar com anel líquido

Estas bombas são calculadas com base em um volume V_3 (cf. pp. 896 a 899) igual ao volume V_2 fornecido por meio dos quadros 41.11 ou 41.12, com o auxílio do quadro 41.13 para os cozedores.

Efetua-se um cálculo simplificado e rápido da seguinte maneira:

Geralmente, não se procura um vácuo muito elevado, cujos inconvenientes foram considerados: perigo de arrastos na evaporação, dificuldades para realizar um bom cozimento nos cozedores. Em nossa opinião, é conveniente ficar a 66 cm; mesmo quando se deseja trabalhar apenas a 64 ou 62 cm, este valor permite uma margem de segurança útil:

p = 66 cm de vácuo = 10 cm de mercúrio de pressão absoluta = 0,136 kg/cm² (cf. quadro 33.1).

A temperatura do ar a ser considerada aqui não é mais aquela do ar à saída do condensador (cf. p. 884, fórm. 41.11 e p. 897), porém aquela da água de injeção para a formação do anel líquido. Com efeito, o contato do ar e do anel é bastante estreito, para levar o ar a uma temperatura bastante próxima da deste anel líquido. Esta é uma das vantagens destas bombas: é possível fornecer-lhes a água mais fria da usina, porque necessitam de quantidade muito pequena (0,5 a 2 l/s) e aproveitar, desta maneira, um volume específico do ar consideravelmente menor que aquele correspondendo à temperatura da água fria do condensador, que chega, freqüentemente, a 30 ou 36°C.

EXEMPLO. — Calcular a bomba "Hydro" capaz de trabalhar com 3 cozedores de 205 m² de superfície de aquecimento cada um, para massa cozida *A* e *B* (2 *A* e 1 *B*).

Isto dá (quadro 41.13):

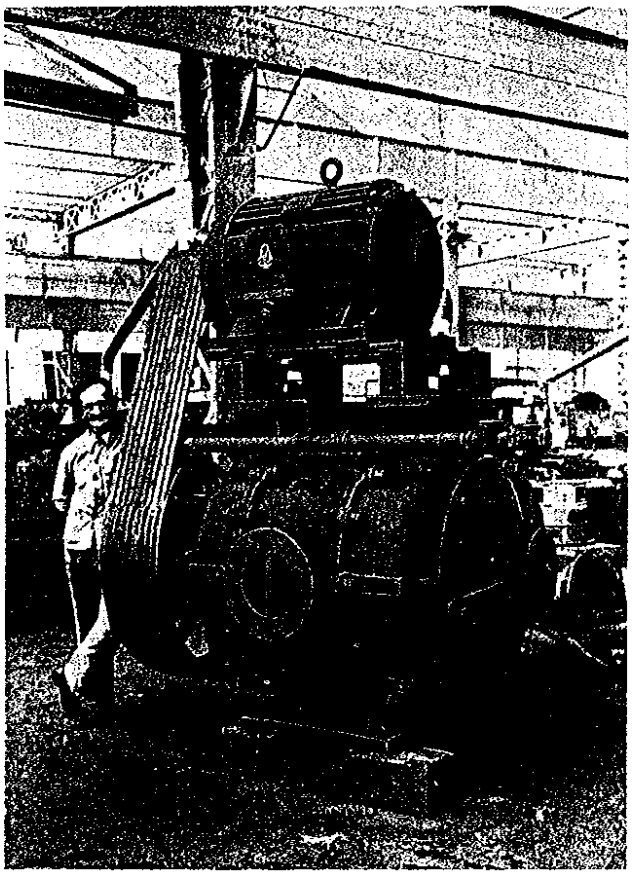


FIG. 41.34. — Bomba de ar "Hydro" B.15 com anel líquido (Neyrpic).

$$2 \times 205\ m^2 \times 50\ kg/m^2/h = 20\ 500\ kg/h \text{ de vapor a ser condensado}$$
$$1 \times 205\ \text{„} \times 45\ \text{„} = \underline{9\ 225\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}}$$
$$29\ 725\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}\ \text{„}$$

e (quadro 41.11):

$$29\ 725\ kg/h \times 6\ g/kg = 178\ 350\ g/h \text{ de ar.}$$

Para um vácuo de 660 mm e uma temperatura de água de injeção de 25°C, a pressão residual do ar é (quadro 33.1 e quadro 42.1):

$$p_a = p - p_v = 0{,}136 - 0{,}032 = 0{,}104\ kg/cm^2 = 76\ mm\ Hg.$$

Volume específico do ar (cf. p. 898):

$$v = 0{,}002927 \times \frac{273 + 25}{0{,}104} = 8{,}4\ \text{litros/grama.}$$

Volume de ar a ser extraído:

$$V_3 = 8{,}4 \times 178\,350 = 1\,500\,000 \text{ l/h} = 25 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Então, o quadro Neyrpic (41.18) fornece para a pressão residual de 76 mm uma bomba "Hydro" B.13.

QUADRO 41.18

Capacidade e potência das bombas "Hydro" (Neyrpic) modelo B

N.º	Velocidade de rotação	Potência do motor	Consumo de água	*Pressão residual, ou pressão absoluta de aspiração*											
				40 mm		50 mm		60 mm		70 mm		80 mm		90 mm	
				0,0544 kg/cm²		0,068 kg/cm²		0,0816 kg/cm²		0,0952 kg/cm²		0,1088 kg/cm²		0,1224 kg/cm²	
B	t/min	CV	m³/h	m³/min	CV	m³/min	CV	m³/min	CV	m³/min	CV	m³/min	CV	m³/min	CV
B 7	740	12	2	4	8,8	4,9	9	5,45	9,5	5,9	9,8	6,1	10,2	6,2	10,5
B 9	580	20	2,5	6,65	14,6	8,2	15,4	9,1	16,3	9,8	17	10,2	17,7	10,3	18,1
B 10	500	30	3	10,20	21,9	12,5	22,8	14	24,2	14,2	25,3	14,5	26	15	26,8
B 12	406	40	3,5	12,25	27,7	14,5	29,1	16	30	16,9	32,1	17,7	33,2	18,5	34
B 13	340	60	5	17,50	40,7	22	42,2	26	43,5	29	46,8	30,5	47,6	31	48,3
B 15	270	100	10	33,20	66,6	40,5	70	45,5	74,1	49	77,5	51	80,9	51	83
B 15 *bis*	280	160	13	40	116,3	50	117,6	57,5	120	63,5	123	66	126	68	129

A Nash, um dos maiores fabricantes, fornece (S. y A., dezembro 1965, p. 35) o seguinte quadro do volume V_3 nominal a ser calculado para um vácuo de 66 cm.

QUADRO 41.19

Capacidade das bombas Nash

		Unidade	*Temperatura t_1 da água do condensador*			
			20 °C	25 °C	30 °C	35 °C
Múltiplo-efeito		m³/t de caldo	7,400	8,150	10,700	14
Cozedor	*A* e *B*	m³/h por m²	0,980	1,200	1,430	1,980
	C	" " "	0,690	0,810	1,070	1,325

Estes valores são fornecidos em m³ de capacidade V_3 por tonelada de caldo indo ao múltiplo-efeito e, para os cozedores, em m³/hora de capacidade V_3 por m² de superfície de aquecimento do aparelho.

Observa-se que estas capacidades não são baseadas na temperatura da água de injeção, mas na da água do condensador.

Porém, a Nash leva em conta a diferença de temperatura entre a mistura ar-vapor a ser extraída e a água empregada para formar o anel líquido Esta

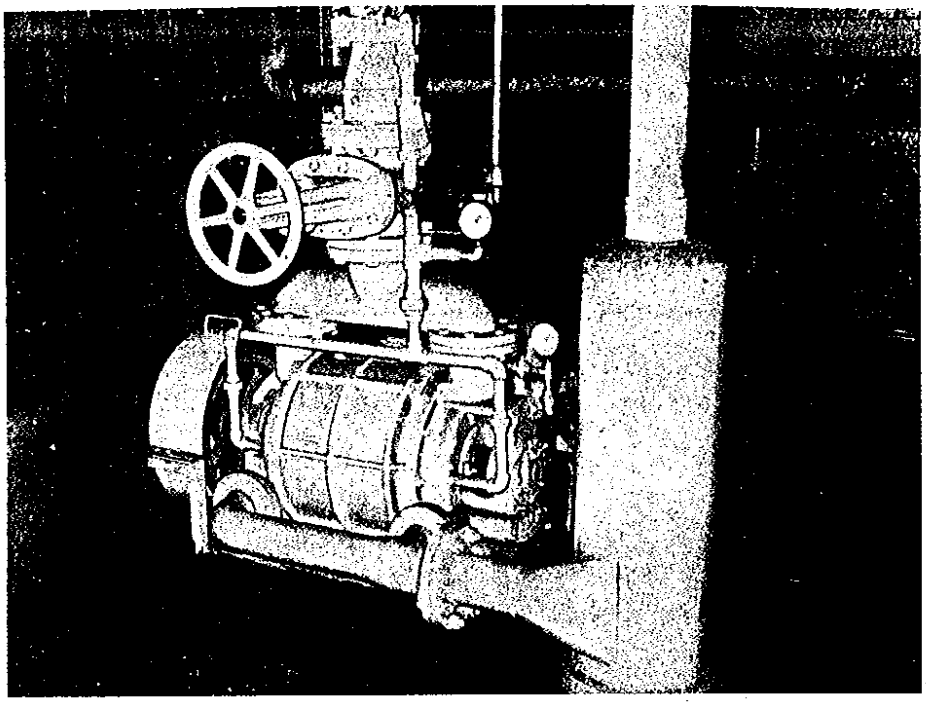


FIG. 41.35. — Bomba a ar Nash com anel líquido.

diferença influencia favoravelmente as capacidades precedentes (o que prova que nossa afirmação da página 930 é apenas parcialmente válida). A Nash calcula (S. y A., dezembro 1965, p. 36):

QUADRO 41.20

Coeficiente a ser aplicado à capacidade das bombas com anel líquido em função da diferença d *de temperatura entre a mistura ar-vapor aspirada e a água do anel líquido*

Vácuo	*Diferença de temperatura* d					
	3 °C	5 °C	6 °C	8 °C	10 °C	12 °C
64 cm	1,050	1,088	1,097	1,111	1,126	1,140
66	1,067	1,104	1,112	1,127	1,142	1,156
68	1,084	1,120	1,128	1,143	1,157	1,172

A Nash igualmente leva em consideração o vácuo desejado. As capacidades do quadro 41.19 são fornecidas para um vácuo de 66 cm. Para um vácuo diferente, devem ser multiplicadas pelos coeficientes do quadro 41.21.

QUADRO 41.21

Coeficiente a ser aplicado às capacidades do quadro 41.19 para um vácuo diferente de 66 cm

Temperatura da água fria do condensador	*Vácuo*			
	64 cm	66 cm	68 cm	70 cm
20 °C	0,80	1	1,31	1,94
25 °C	0,79	1	1,34	2,08
30 °C	0,77	1	1,40	2,26

42

PRODUÇÃO DO VAPOR

Geralmente a fibra da cana é suficiente para que a quantidade de bagaço produzida pelas moendas e utilizada como combustível nas fornalhas das caldeiras produza todo o vapor necessário ao funcionamento das máquinas e à fabricação.

Com uma fibra normal (12 a 14) e uma usina bem equilibrada e bem concebida, ainda fica um excedente de bagaço (ou de vapor) que pode ser utilizado para outros fins: bombeamento da água de irrigação, fabricação de subprodutos, destilaria, fornecimento de energia à rede etc.

Observa-se que a cana que produz o açúcar fornece, ao mesmo tempo, o combustível necessário à usina que a industrializa e proporciona ainda os seguintes subprodutos ou resíduos:

a) O melaço, com o qual se fabrica rum, álcool ou, às vezes, o carburante dos tratores e caminhões.

b) A torta de filtração, que constitui um excelente adubo para os campos e da qual às vezes se extrai a cera.

c) A cinza, proveniente da combustão do bagaço nas fornalhas e que completa da melhor maneira a torta, para constituírem uma adubação completa.

Finalmente, não se deve esquecer que a água contida na cana constituirá o vapor e que é de grande importância para as usinas que não dispõem dum abastecimento ilimitado de água nova.

Examinar-se-á sucessivamente:

a) O vapor.
b) O bagaço.

c) A combustão do bagaço.

d) As caldeiras e seus acessórios.

e) As condições gerais de produção do vapor na usina.

QUADRO 42.1

Tabelas numéricas relativas ao vapor de água saturado seco

t = temperatura em graus centígrados;

p = pressão absoluta do vapor, em kg/cm²;

p' = pressão eficiente do vapor, em kg/cm²;

d = peso específico da água a t°C, em kg/cm³;

q = calor necessário para elevar de 0 a t°C a temperatura de 1 kg de água, em kcal/kg;

r = calor latente de vaporização de 1 kg de água a t°C, em kcal/kg;

$\lambda = q + r$ = calor total em 1 kg de vapor a t°C;

ϖ = peso específico do vapor a t°C, em kg/m³;

v = volume específico do vapor a t°C, em m³/kg.

t (°C)	p	d	q	r	λ	ϖ	v
0	0,00623	0,99987	0	597,2	597,2	0,00485	206,3
5	0,00889	0,99999	5	594,4	599,4	0,00680	147,2
10	0,01251	0,99973	10	591,6	601,6	0,00940	106,4
15	0,01738	0,99913	15	588,8	603,8	0,01282	77,99
16	0,01853	0,99897	16	588,3	604,3	0,01363	73,39
17	0,01975	0,99880	17	587,7	604,7	0,01447	69,10
18	0,02103	0,99862	18	587,1	605,1	0,01536	65,10
19	0,02239	0,99843	19	586,6	605,6	0,01630	61,35
20	0,02383	0,99823	20	586	606	0,01729	57,84
21	0,02534	0,99802	21	585,5	606,5	0,01833	54,56
22	0,02694	0,99780	22	584,9	606,9	0,01942	51,49
23	0,02863	0,99756	23	584,3	607,3	0,02056	48,63
24	0,03041	0,99732	24	583,8	607,8	0,02177	45,94
25	0,03229	0,99707	25	583,2	608,2	0,02304	43,41
26	0,03426	0,99681	26	582,6	608,6	0,02437	41,04
27	0,03634	0,99654	27	582,1	609,1	0,02576	38,82
28	0,03853	0,99626	28	581,5	609,5	0,02723	36,73
29	0,04083	0,99597	29	581	610	0,02876	34,77

QUADRO 42.1 (*continuação*)

t	p	d	q	r	λ	ϖ	v
30	0,04325	0,99567	30	580,4	610,4	0,03036	32,93
31	0,04580	0,99537	31	579,8	610,8	0,03204	31.20
32	0,04847	0,99505	32	579,3	611,3	0,03380	29,58
33	0,05128	0,99463	33	578,7	611,7	0,03565	28,05
34	0,05423	0,99440	34	578,1	612,1	0,03758	26,61
35	0,05733	0,99406	35	577,5	612,5	0,03960	25,25
36	0,06057	0,99371	36	577	613	0,04171	23,97
37	0,06398	0,99336	37	576,4	613,4	0,04392	22,77
38	0,06755	0,99299	38	575,9	613,9	0,04622	21,63
39	0,07129	0,99262	39	575,3	614,3	0,04863	20,56
40	0,07520	0,99224	40	574,7	614,7	0,05114	19,55
41	0,07930	0,99186	41	574,2	615,2	0,05377	18,60
42	0,08360	0,99147	42	573,6	615,6	0,05650	17,70
43	0,08809	0,99107	43	573	616	0,05935	16,85
44	0,09279	0,99066	44	572,4	616,4	0,06233	16,04
45	0,09771	0,99024	45	571,8	616,8	0,06544	15,28
46	0,10284	0,98982	46	571,2	617,2	0,06867	14,56
47	0,10821	0,98940	47	570,7	617,7	0,07203	13,88
48	0,11382	0,98896	48	570,1	618,1	0,07553	13,24
49	0,11967	0,98852	49	569,5	618,5	0,07918	12,63
50	0,12578	0,98807	50	569	619	0,08298	12,05
51	0,1322	0,98762	50,9	568,4	619,3	0,0869	11,50
52	0,1388	0,98715	51,9	567,8	619,7	0,0910	10,98
53	0,1457	0,98669	52,9	567,3	620,2	0,0953	10,49
54	0,1530	0,98621	53,9	566,7	620,6	0,0997	10,02
55	0,1605	0,98573	54,9	566,1	621	0,1043	9,584
56	0,1684	0,98524	55,9	565,6	621,5	0,1091	9,164
57	0,1765	0,98478	56,9	565	621,9	0,1141	8,764
58	0,1850	0,98425	57,9	564,4	622,3	0,1193	8,385
59	0,1939	0,98375	58,9	563,8	622,7	0,1247	8,025
60	0,2031	0,98324	59,9	563,3	623,2	0,1302	7 682
61	0,2127	0,98272	60,9	562,7	623,6	0,1359	7,356
62	0,2227	0,98220	61,9	562,1	624	0,1419	7,046
63	0,2330	0,98167	62,0	561,5	624,4	0,1481	6,752
64	0,2438	0,98113	63,9	560,9	624,8	0,1545	6,473
65	0,2550	0,98059	64,9	560,3	625,2	0,1611	6,206
66	0,2666	0,98005	65,9	559,7	625,6	0,1680	5.951
67	0,2787	0,97950	66,9	559,1	626	0,1752	5,709
68	0,2912	0,97894	67,9	558,5	626,4	0,1826	5,478
69	0,3024	0,97838	68,9	558	626,9	0,1902	5,258
70	0,3177	0,97781	69,9	557,4	627,3	0,1981	5,049
71	0,3317	0,97723	70,9	556,8	627,7	0,2062	4,849
72	0,3463	0,97666	71,9	556,2	628,1	0,2146	4,658

QUADRO 42.1 (*continuação*)

t	p	d	q	r	λ	ϖ	v
73	0,3613	0,97607	72,9	555,6	628,5	0,2234	4,476
74	0,3769	0,97548	73,9	555	628,9	0,2324	4,302
75	0,3931	0,97489	74,9	554,4	629,3	0,2418	4,136
76	0,4098	0,97429	75,9	553,8	629,7	0,2514	3,977
77	0,4272	0,97368	76,9	553,2	630,1	0,2614	3,826
78	0,4451	0,97307	77,9	552,6	630,5	0,2717	3,681
79	0,4637	0,97245	78,9	552	630,9	0,2823	3,543
80	0,4829	0,97183	80	551,3	631,3	0,2933	3 410
81	0,5028	0,97121	81	550,7	631,7	0,3046	3,283
82	0,5234	0,97057	82	550,1	632,1	0,3162	3,162
83	0,5447	0,96994	83	549,5	632,5	0,3282	3,047
84	0,5667	0,96930	84	548,8	632,8	0,3406	2,936
85	0,5894	0,96865	85	548,2	633,2	0,3534	2.830
86	0,6129	0,96800	86	547,6	633,6	0,3666	2,728
87	0,6372	0,96734	87	547	634	0,3802	2,630
88	0,6623	0,96668	88	546,4	634,4	0,3942	2,537
89	0,6882	0,96601	89	545,7	634,7	0,4086	2,447
90	0,7149	0,96534	90	545,1	635,1	0,4235	2,361
91	0,7425	0,96467	91	544,5	635,5	0,4388	2 279
92	0,7710	0,96399	92	543,9	635,9	0,4545	2,200
93	0,8004	0,96330	93	543,3	636,3	0,4707	2,124
94	0,8307	0,96261	94	542,7	636,7	0,4873	2,051
95	0,8619	0,96192	95	542	637	0,5045	1,981
96	0,8942	0,96122	96	541,4	637,4	0,5221	1,914
97	0,9274	0,96051	97	540,8	637,8	0,5402	1,851
98	0,9616	0,95981	98	540,2	638,2	0,5588	1,789
99	0,9969	0,95909	99	539,5	638,5	0,5780	1,730
100	1,0332	0,95838	100	538,9	638,9	0,5977	1,673

t	p	p'	q	r	λ	ϖ	v
101	1,0707	0,0375	101	538,3	639,3	0,6179	1,618
102	1,1092	0,0760	102	537,6	639,6	0,6387	1,565
103	1,1489	0,1157	103,1	536,9	640	0,6601	1,515
104	1,1898	0,1566	104,1	536,2	640,3	0,6820	1,466
105	1,2318	0,1986	105,1	535,6	640,7	0,7045	1,419.
106	1,2751	0,2419	106,1	535	641,1	0,7276	1,374
107	1,3196	0,2864	107,1	534,3	641,4	0,7514	1,331
108	1 3654	0,3322	108,1	533,6	641,7	0,7758	1,289
109	1,4125	0,3793	109,1	533	642,1	0,8008	1,249
110	1,4609	0,4277	110,1	532,4	642,5	0,8265	1,210
111	1,5106	0,4774	111,1	531,8	642,9	0.8528	1,173
112	1,5618	0,5286	112,1	531,1	643,2	0,8798	1,137
113	1,6144	0,5812	113,2	530,4	643,6	0,9075	1,102
114	1,6684	0,6352	114,2	529,7	643,9	0,9359	1,068

QUADRO 42.1 (*continuação*)

t	*p*	*p'*	*q*	*r*	λ	ϖ	*v*
115	1,7239	0,6907	115,2	529,1	644,3	0,9650	1,036
116	1 7809	0,7477	116,2	528,4	644,6	0,9947	1,005
117	1,8394	0,8062	117,2	527,8	645	1,026	0,9752
118	1,8995	0,8663	118,2	527,1	645,3	1,057	0,9462
119	1,9612	0,9280	119,2	526,4	645,6	1,089	0,9183
120	2,0245	0,9913	120,3	525,7	646	1,122	0,8914
121	2,0895	1,0563	121,3	525,1	646,4	1,156	0,8655
122	2,1561	1,1229	122,3	524,4	646,7	1 190	0,8404
123	2,2245	1,1913	123,3	523,7	647	1,225	0,8161
124	2,2947	1,2615	124,3	523,1	647,4	1,262	0,7927
125	2,3666	1,3334	125,3	522,4	647,7	1,299	0,7701
126	2 4404	1,4072	126,4	521,6	648	1,337	0,7482
127	2,5160	1,4828	127,4	520,9	648,3	1,376	0,7271
128	2,5935	1,5603	128,4	520,3	648,7	1,415	0,7068
129	2,6730	1,6398	129,4	519,6	649	1,455	0,6871
130	2,7544	1,7212	130,4	518,9	649,3	1,496	0,6680
131	2,8378	1,8046	131,4	518,2	649,6	1,539	0,6496
132	2,9233	1,8901	132,5	517,4	649,9	1,583	0,6318
133	3,011	1,978	133,5	516,7	650,2	1,628	0,6146
134	3,101	2,068	134,5	516	650,5	1,673	0,5979
135	3,192	2,159	135,5	515,3	650,8	1,719	0,5817
136	3,286	2,253	136,6	514,6	651,2	1,767	0,5661
137	3,382	2,349	137,6	513,9	651,5	1,815	0,5510
138	3,481	2,448	138,6	513,3	651,9	1,864	0,5363
139	3,582	2,549	139,6	512,6	652,2	1,915	0,5221
140	3,685	2,652	140,6	511,9	652,5	1,967	0,5084
141	3,790	2,757	141,7	511,1	652,8	2,020	0,4951
142	3,898	2,865	142,7	510,4	653,1	2,074	0,4823
143	4,009	2,976	143,7	509,7	653,4	2,129	0,4698
144	4,122	3,089	144,8	508,9	653,7	2,185	0,4577
145	4,237	3,204	145,8	508,2	654	2,243	0,4459
146	4,355	3,322	146,8	507,5	654,3	2,302	0,4345
147	4,476	3,443	147,8	506,8	654,6	2,362	0,4235
148	4,599	3,566	148,9	506	654,9	2,423	0,4128
149	4,725	3,692	149,9	505,3	655,2	2,485	0,4024
150	4,854	3,821	150.9	504,6	655,5	2,548	0,3924

p	*p*	*t*	*q*	*r*	λ	ϖ	*v*
5	3,967	151,11	152,1	503,7	655,8	2,621	0,3816
5,5	4,467	154,71	155,8	501,1	656,9	2,867	0,3488
6	4,967	158,08	159,3	498,5	657,8	3,112	0,3213
6,5	5,467	161,21	162,5	496,1	658,6	3,356	0,2980
7	5,967	164.17	165,6	493,8	659,4	3,600	0.2778

QUADRO 42.1 (*continuação*)

p	p'	t	q	r	λ	ϖ	v
7,5	6,467	166,96	168,5	491,6	660,1	3,842	0,2603
8	6,967	169,61	171,3	489,5	660,8	4,085	0,2448
8,5	7,467	172,12	173,9	487,5	661,4	4,327	0,2311
9	7,967	174,53	176,4	485,6	662	4,568	0,2189
9,5	8,467	176,83	178,9	483,6	662,5	4,809	0,2080
10	8,967	179,04	181,2	481,8	663	5,049	0,1981
10,5	9,467	181,16	183,4	480,1	663,5	5,290	0,1891
11	9,967	183,20	185,6	478,3	663,9	5,530	0,1808
11,5	10,467	185,17	187,7	476,6	664,3	5,770	0,1733
12	10,967	187,08	189,7	475	664,7	6,010	0,1664
12,5	11,467	188,92	191,6	473,5	665,1	6,249	0,1600
13	11,967	190,71	193,5	471,9	665,4	6,488	0,1541
13,5	12,467	192,45	195,3	470,4	665,7	6,728	0,1486
14	12,967	194,13	197,1	468,9	666	6,967	0,1435
14,5	13,467	195,77	198,9	467,4	666,3	7,207	0,1388
15	13,967	197,36	200,6	466	666,6	7,446	0,1343
16	14,967	200,43	203,9	463,2	667,1	7,925	0,1262
17	15,967	203,35	207,1	460,4	667,5	8,405	0,1190
18	16,967	206,14	210,1	457,8	667,9	8,886	0,1126
19	17,967	208,81	213	455,2	668,2	9,366	0,1068
20	18,967	211,38	215,8	452,7	668,5	9,846	0,1016
21	19,967	213,85	218,5	450,2	668,7	10,33	0,09682
22	20,967	216,23	221,2	447,7	668,9	10,81	0,09251
23	21,967	218,53	223,6	445,5	669,1	11,29	0,08856
24	22,967	220,75	226,1	443,2	669,3	11,78	0,08492
25	23,967	222,90	228,5	440,9	669,4	12,26	0,08157
26	24,967	224,99	230,8	438,7	669,5	12,75	0,07846
27	25,967	227,01	233	436,6	669,6	13,23	0,07557
28	26,967	228,98	235,2	434,4	669,6	13,72	0,07288
29	27,967	230,89	237,4	432,3	669,7	14,21	0,07037
30	28,967	232,76	239,5	430,2	669,7	14,70	0,06802
32	30 967	236,35	243,6	426,1	669,7	15,69	0,06375
34	32,967	239,77	247,5	422,1	669,6	16,68	0,05995
36	34,967	243,04	251,2	418,3	669,5	17,68	0,05658
40	38,967	249,18	258,2	410,8	669	19,69	0,05078
45	43,967	256,23	266,5	401,7	668,2	22,25	0,04495
50	48,967	262,70	274,2	393,1	667,3	24,85	0,04024
60	58,967	274,29	288,4	376,6	665	30,21	0,03310
80	78,967	293,62	312,6	346,3	658,9	41,60	0,02404
100	98,967	309,53	334	317,1	651,1	54,21	0,01845
150	148,967	340,56	381,7	243,2	624,9	93,90	0,01065
200	198,967	364,08	431,4	150,7	582,1	161,2	0,00620
225,6	224.567	374,15	501,5	0	501,5	315	0,00318

QUADRO 42.2

Calor específico do vapor superaquecido
(de acordo com Knoblauch e Jakob)

Este quadro fornece o calor específico médio c do vapor entre a temperatura de saturação t e a temperatura final de superaquecimento T.

Este calor específico médio permite determinar o calor total contido no vapor superaquecido, Λ:

$$\Lambda = \lambda + c(T - t) \qquad (42.1)$$

c = calor específico médio do vapor, a pressão constante, entre t°C e T°C;
t = temperatura de saturação do vapor, à pressão considerada p, em °C;
T = temperatura final de superaquecimento do vapor, em °C;
λ = calor total do vapor saturado à pressão p, em kcal/kg;
Λ = calor total do vapor superaquecido a T°C sob a pressão p, em kcal/kg;
p = pressão absoluta do vapor, em quilogramas/centímetro quadrado;
c_0 = calor específico do vapor saturado sob a pressão p.

p	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30
p'	0	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	24	29
$t°$	99	120	143	158	170	179	187	194	200	206	211	223	233
c_n	0,487	0,501	0,528	0,555	0.584	0,613	0,642	0,670	0,699	0,729	0,760	0,848	0,940
T (°C)	c	c	c	c	c	c	c	c	c	c	c	c	c
120	0,483	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	0,480	0,496	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	0,478	0,491	0,521	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	0,476	0,488	0,515	0,544	0,576	—	—	—	—	—	—	—	—
200	0,475	0,486	0,509	0,534	0,561	0,590	0,623	0,660	—	—	—	—	—
220	0,475	0,485	0,515	0,526	0,548	0,572	0,599	0,629	0,661	0,697	0,738	—	—
240	0,474	0,484	0,501	0,519	0,538	0,558	0,580	0,605	0,631	0,660	0,694	0,783	0,898
260	0,474	0,483	0,499	0,514	0,530	0,548	0,567	0,588	0,610	0,634	0,660	0,729	0,808
280	0,474	0,482	0,497	0,510	0,525	0,540	0,556	0,575	0,594	0,615	0,637	0,692	0,752
300	0,474	0,482	0,496	0,508	0,521	0,534	0,548	0,565	0,582	0,600	0,619	0,665	0,714
320	0,475	0,482	0,495	0,505	0,517	0,530	0,543	0,558	0,572	0,589	0,606	0,645	0,685
340	0,476	0,482	0,494	0,504	0,515	0,527	0,538	0,552	0,565	0,580	0,596	0,630	0,565
360	0,477	0,483	0,494	0,504	0,514	0,524	0,535	0,548	0,560	0,574	0,587	0,617	0,647
380	0,478	0,483	0,494	0,503	0,512	0,522	0,533	0,545	0,556	0,568	0,580	0,607	—
400	—	0,484	0,494	0,503	0,511	—	—	—	—	—	—	—	—

QUADRO 42.3

Calor total no vapor superaquecido

Este quadro fornece o calor total A da fórmula 42.1 precedente.

A nomenclatura é a mesma.

p' = pressão relativa manométrica aproximada, em kg/cm².

p	9	11	13	17	21	26	31	41	51	61
p'	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60
T (°C)										
200	677,5	674,9	671,8							
210	683	680,8	678,2	672,5						
220	688,4	686,3	684	679,2	673,7					
230	693,5	691,6	689,6	685,3	680,6	673,8				
240	698,7	697	695,2	691,3	687,2	681,2	674,6			
250	703,8	702,2	700,6	697	693,2	688,1	682,4			
260	709	707,5	706	702,7	699,2	694,6	689,6	677,8		
270	714	712,6	711,2	708,1	705	700,8	696,3	686,1	673,6	
280	719	717,7	716,3	713,5	710,6	706,8	702,8	693,6	682,8	670,1
290	724,1	722,8	721,5	718,9	716,2	712,7	709	707,7	691,3	680,3
300	729,2	727,9	726,7	724,3	721,8	718,4	715	707,5	699,1	689,5
310	734,3	733,1	731,9	729,6	727,2	724,1	721	714,1	706,5	698
320	739,3	738,2	737,1	734,8	732,6	729,7	726,8	720,4	713,5	705,8
330	744,3	743,2	742,2	740	737,9	735,2	732,5	726,6	720,2	713,3
340	749,4	748,4	747,4	745,4	743,4	740,8	738,2	732,7	726,7	720,5
350	754,4	753,5	752,5	750,6	748,7	746,3	743,7	738,5	733	727,2
360	759,4	758,5	757,6	755,8	754	751,7	749,3	744,3	739,2	733,8
370	764,5	763,7	762,8	761,1	759,3	757,1	754,9	750,1	745,4	740,4
380	769,6	768,7	767,9	766,2	764,6	762,5	760,3	755,9	751,5	746,8
390	774,6	773,8	773	771,4	769,8	767,8	765,7	761,6	757,4	753
400	779,6	778,9	778,1	776,6	775,1	773,1	771,2	767,3	763,2	759,1
410	784,8	784,1	783,3	781,9	780,4	778,6	776,7	772,9	769,1	765,2
420	789,9	789,2	788,5	787,1	785,7	783,9	782,1	778,5	774,8	771,1
430	795	794,3	793,6	792,3	790,9	789,2	787,5	784,1	780,5	777
440	800,1	799,4	798,8	797,5	796,2	794,6	792,9	789,7	786,2	783
450	805,2	804,5	803,9	802,7	801,4	799,9	798,3	795,2	792	788,8
460	810,2	809,6	809	807,8	806,6	805,1	803,6	800,6	797,5	794,5
470	815,3	814,8	814,2	813	811,9	810,4	809	806,1	803,2	800,2
480	820,5	820	819,4	818,3	817,2	815,8	814,4	811,6	808,8	806
490	825,7	825,2	824,6	823,6	822,5	821,2	819,8	817,1	814,5	811,7
500	838.8	830,3	829,7	828,8	827,7	826,4	825,2	822,6	820	817 4
510	836	835,5	835	834,1	833	831,8	830,6	828,1	825,5	823
520	841,2	840,7	840,2	839,3	838,3	837,1	835,9	833,5	831	828,6
530	846,4	846	845,5	844,6	843,7	842,6	841,4	839	836,6	834,4
540	851,6	851,2	850,8	849,9	849	847,9	846,8	844,5	842,2	840
550	856,8	856,4	856	855,1	854,3	853,2	852,1	849,9	847,8	845,6

QUADRO 42.4

Volume específico do vapor superaquecido

p	p'	t (°C)	*Volume específico em m³/kg à temperatura de* (°C)								
			t	150	200	250	300	350	400	450	500
1	0	99,1	1,725	1,976	2,215	2,453	2,691	2,927	3,164	3,400	3,636
2	1	119,6	0,902	0,980	1,102	1,222	1,342	1,461	1,580	1,698	1,816
3	2	132,9	0,617	0,647	0,731	0,812	0,892	0,972	1,052	1,131	1,210
4	3	142,9	0,471	0,481	0,545	0,607	0,668	0,728	0,788	0,847	0,907
5	4	151,1	0,382		0,434	0,484	0,533	0,581	0,629	0,677	0,725
6	5	158,1	0,321		0,359	0,402	0,443	0,484	0,524	0,564	0,604
7	6	164,2	0,278		0,306	0,343	0,379	0,414	0,448	0,483	0,517
8	7	169,6	0,245		0,267	0,299	0,330	0,361	0,392	0,422	0,452
9	8	174,5	0,219		0,235	0,265	0,293	0,321	0,348	0,375	0,401
10	9	179	0,198		0,210	0,237	0,263	0,288	0,313	0,337	0,361
11	10	183,2	0,181		0,190	0,215	0,239	0,261	0,284	0,306	0,328
12	11	187,1	0,166		0,173	0,196	0,218	0,239	0,260	0,280	0,300
13	12	190,7	0,154		0,159	0,181	0,201	0,220	0,239	0,258	0,277
14	13	194,1	0,144		0,146	0,167	0,186	0,204	0,222	0,240	0,257
15	14	197,4	0,134		0,136	0,155	0,173	0,190	0,207	0,223	0,240
16	15	200,4	0,126			0,145	0,162	0,178	0,194	0,209	0,225
17	16	203,3	0,119			0,136	0,152	0,167	0,182	0,197	0,211
18	17	206,1	0,113			0,128	0,143	0,158	0,172	0,186	0,199
19	18	208,8	0,107			0,120	0,135	0,149	0,162	0,176	0,189
20	19	211,4	0,102			0,114	0,128	0,141	0,154	0,167	0,179
21	20	213,8	0,0968			0,108	0,122	0,134	0,147	0,159	0,170
22	21	216,2	0,0925			0,103	0,116	0,128	0,140	0,151	0,162
23	22	218,5	0,0886			0,0978	0,110	0,122	0,133	0,144	0,155
24	23	220,7	0,0849			0,0932	0,105	0,117	0,128	0,138	0,149
25	24	222,9	0,0816			0,0890	0,101	0,112	0,123	0,133	0,143
26	25	225	0,0785			0,0852	0,0968	0,107	0,118	0,127	0,137
27	26	227	0,0756			0,0817	0,0930	0,103	0,113	0,123	0,132
28	27	229	0,0729			0,0783	0,0894	0,0994	0,109	0,118	0,127
29	28	230,9	0,0704			0,0752	0,0860	0,0958	0,105	0,114	0,123
30	29	232,8	0,0680			0,0723	0,0829	0,0924	0,101	0,110	0,118
31	30	234,6	0,0658			0,0696	0,0800	0,0893	0,0979	0,106	0,115
36	35	243	0,0566			0,0582	0,0678	0,0761	0,0837	0,0910	0,0982
41	40	250,6	0,0495				0,0585	0,0661	0,0730	0,0795	0,0859
51	50	263,9	0,0394				0,0454	0,0520	0,0578	0,0632	0,0685
61	60	275,4	0,0325				0,0364	0,0425	0,0476	0,0523	0,0568

p = pressão absoluta do vapor, em kg/cm²;
p' = pressão relativa do vapor, em kg/cm² (com aproximação de 33 g/cm²).
t = temperatura de saturação correspondente a p.

O VAPOR

Tabelas

Foram já dadas as tabelas que fornecem as características principais do vapor:

a) **Quadro 42.1.** — Tabela relativa ao vapor saturado seco. Existe uma relação absoluta entre a pressão e a temperatura do vapor de água saturado seco: o conhecimento de um destes dois elementos determina imediatamente o outro.

Entretanto, a fase líquida termina no ponto eutético, o qual corresponde a 374°C-225 kg/cm². Acima desta pressão, a água apenas pode existir sob forma gasosa.

Observa-se que o calor total necessário para obter 1 kg de vapor absolutamente não aumenta na mesma proporção em que a pressão. Primeiro aumenta, porém lentamente, passa por um máximo na proximidade de 30 kg/cm² e diminui a seguir:

Para uma pressão eficiente	$p = 0$ kg/cm²	$\lambda = 639$ kcal/kg
„ „ „ „	$p = 6$ „	$\lambda = 660$ „
„ „ „ „	$p = 30$ „	$\lambda = 670$ „
„ „ „ „	$p = 60$ „	$\lambda = 665$ „

Ora, as possibilidades de transformação e de utilização da energia contida neste kg de vapor aumentam muito rapidamente com a pressão. Isto explica a vantagem das altas pressões: praticamente não é mais caro produzir vapor a 30 kg/cm² do que a 6 kg/cm².

b) **Quadro 42.2.** — Tabela relativa ao calor específico médio do vapor a diversas pressões, entre a temperatura correspondente à saturação e várias temperaturas de superaquecimento. Esta tabela é útil para o cálculo dos superaquecedores e permite o cálculo da tabela seguinte.

c) **Quadro 42.3.** — Tabela que fornece o calor total Λ contido em 1 kg de vapor superaquecido, a várias pressões e várias temperaturas.

d) **Quadro 42.4.** — Tabela que fornece o volume específico do vapor superaquecido, a várias pressões e várias temperaturas. Esta tabela é útil para o cálculo das tubulações de vapor.

Fórmulas

As fórmulas (33.5, 6 e 7), válidas para as baixas pressões, são apenas aproximadas a partir de cerca de 20 kg/cm² e, acima de 30 kg/cm², não devem mais ser adotadas.

Para as altas pressões é possível substituí-las pelas seguintes:

$$\lambda = 667 - \frac{(231 - t)^2}{1\,100} \tag{42.2}$$

$$r = 92{,}8(374 - t)^{0{,}315} \tag{42.3}$$

λ = calor total no vapor saturado, a t°C, calculado em kcal/kg, para as pressões absolutas superiores a 30 kg/cm²;

r = calor latente de vaporização do vapor, às pressões superiores a 30 kg/cm², em kcal/kg;

t = temperatura de saturação do vapor, em °C.

Título

O vapor produzido em caldeiras que não possuem superaquecedor geralmente não é realmente saturado: é úmido. Com efeito, contém gotículas de água.

O título x dum vapor úmido é a quantidade de vapor seco que contém a unidade de peso deste vapor. Um vapor com títulos $x = 0{,}95$ contém 95% de vapor e 5% de água arrastada.

Tromp (p. 268) fornece como valores médios de usina, quando não há superaquecedor:

Vapor direto	$x = 0{,}95$ a $0{,}97$
Vapor de escape	$x = 0{,}80$ a $0{,}90$

Entretanto, muitos fabricantes admitem 0,95 para o vapor de escape das máquinas a vapor.

Quando não se dispõe de aparelho de medição, aconselhado por Tromp (p. 268) e que é, aliás, de fácil instalação, pode-se adotar, em primeira aproximação:

Vapor direto	$x = 0{,}95$	(42.4)
Vapor de escape	$x = 0{,}90$	

DIAGRAMA ENTRÓPICO

O engenheiro que estuda ou faz projetos de instalações de caldeiras, turbinas ou máquinas, tem que utilizar um diagrama de vapor.

É um gráfico no qual se estabelecem as propriedades mais importantes do vapor. Os mais importantes são:

a) **O diagrama de Mollier** (fig. 42.1), que exprime em abscissa a entropia Φ do vapor e em ordenada seu calor total λ.

b) **O diagrama entrópico** (fig. 42.2), que exprime em abscissa a entropia Φ e em ordenada a temperatura t.

A entropia do vapor é a quantidade:

$$\Phi = \int_0^t \frac{dQ}{T} \qquad (42.5)$$

t = temperatura do vapor;

T = temperatura absoluta do vapor = $273 + t^0$;

Q = calor intervindo durante a transformação considerada.

Esta noção pouco familiar de entropia apresenta vantagens consideráveis:

1.º O diagrama pode ser traçado numa escala utilizável, dando as características do vapor para todos seus estados encontrados na prática.

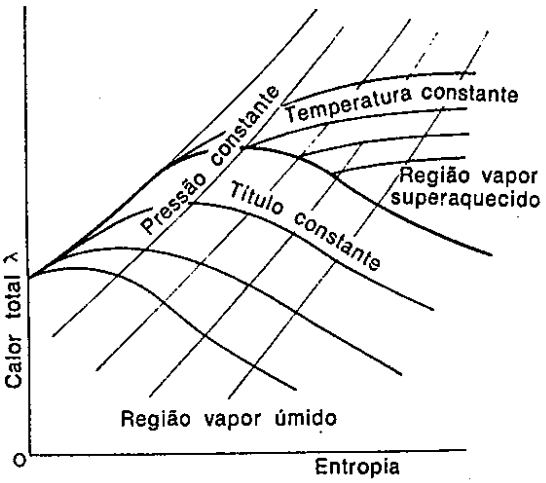


FIG. 42.1. — Diagrama de Mollier. Interpretação das curvas.

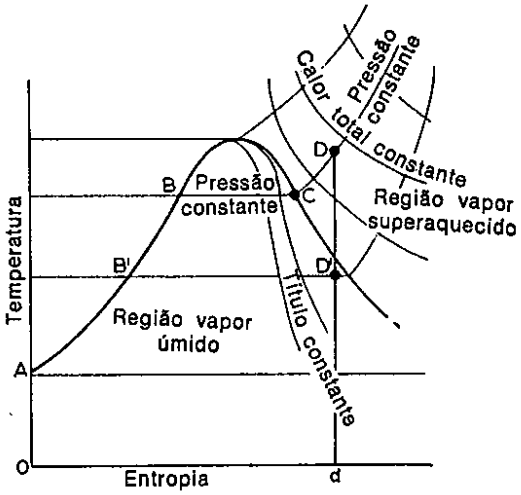


FIG. 42.2. — Diagrama entrópico. Interpretação das curvas.

2.º As transformações isotérmicas são representadas no diagrama entrópico pelas horizontais.

3.º As transformações adiabáticas são representadas pelas verticais.

4.º As transformações sem trabalho externo produzem-se de acordo com as curvas de igual calor total. Portanto, de acordo com uma horizontal no diagrama de Mollier.

Então é fácil encontrar as características do vapor antes e depois duma transformação. É possível considerar como:

a) *Transformação em calor total constante*:

Laminagem nas máquinas;

Expansão sem trabalho externo (por exemplo, num expansor de pressão).

A variação de energia interna do vapor, correspondendo à queda de pressão, é utilizada para vaporizar a água contida no vapor (vapor úmido) ou para superaquecê-lo (vapor seco).

b) *Transformações isotérmicas*:

Vaporização a pressão constante.

c) *Transformações adiabáticas*:

Compressão.

Expansão em uma turbina ou uma máquina a vapor, com produção de trabalho externo.

Para nós é o caso mais interessante.

O BAGAÇO

O bagaço final, ou simplesmente bagaço, é a matéria fibrosa sólida expulsa da abertura de saída da última moenda do tandem, após a extração do caldo.

É o resíduo da cana moída.

Composição física

Apesar da diversidade dos tandens e das máquinas empregadas, a composição física do bagaço varia muito pouco. Sua propriedade mais importante, sob o ponto de vista da produção de vapor, é sua umidade. Ora, um trabalho muito insatisfatório das moendas fornece um bagaço com 50% de água e um trabalho muito bom, um bagaço com 45% de água. Certas usinas do Havaí e de Formosa assinalaram ou assinalam umidades de cerca de 38%, porém são índices excepcionais. Mesmo com uma moenda moderna, é muito difícil chegar a menos de 44%. Os índices mais comuns são:

$$w = 45 \text{ a } 50\,\% \tag{42.7}$$

e não é um erro muito grave adotar, para praticamente todos os casos, o índice padrão:

$$w = 48\,\% \tag{42.8}$$

Além da água, o bagaço contém:

a) Fibra, principalmente constituída por celulose, que forma a "fibra" do bagaço.

b) Matérias em solução na água (evidentemente, esta água é proveniente da embebição e do caldo), constituídas por açúcar e impurezas.

Estas matérias dissolvidas correspondem a um volume pequeno, de cerca de 2 a 4%. Se sua proporção em peso é designada por $D\%$, resta para a fibra:

$$f' = 100 - w - D = 46 \text{ a } 53\,\% \tag{42.9}$$

Um índice bastante freqüente é:

$$f' = 50\,\% \tag{42.10}$$

f' = fibra % de bagaço.

Quantidade de bagaço

Os índices extremos da fibra média da cana vão de aproximadamente $f = 10$ a $f = 16\%$. Porém, geralmente estão nas proximidades de $f = 12$ a 15%.

A quantidade B de bagaço obtida em % kg de cana moída é calculada estabelecendo que o peso de fibra é o mesmo na entrada e na saída das moendas:

$$100f = B \cdot f'$$

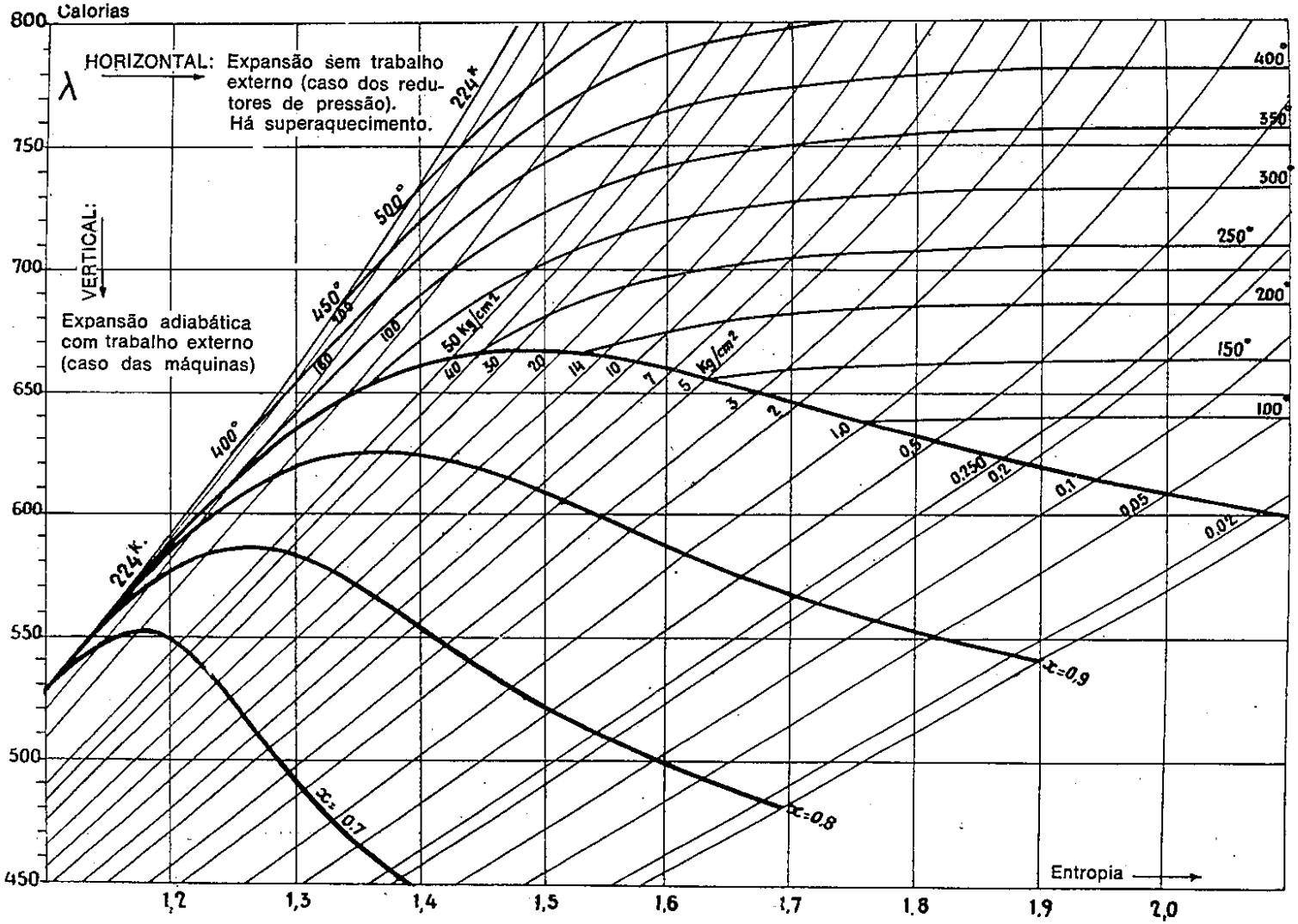


FIG. 42.5. — Diagrama de Mollier.

donde:

$$B = 100 \cdot \frac{f}{f'} \qquad (42.11)$$

Observa-se que o peso de bagaço varia em cerca de 24 a 30% do peso da cana, ou seja, é aproximadamente de 1/4. Portanto, dispõe-se de cerca de 275 kg de bagaço por tc.

Peso específico aparente

Tromp (p. 270) fornece como peso específico aparente do bagaço:

160 a 240 g/dm³ quando está amontoado,

80 a 120 g/dm³ quando está solto.

Este peso depende principalmente de sua umidade; o bagaço é tanto mais leve quanto menos água contiver. Para um índice médio $w = 48\%$, é possível adotar:

$d = 200$ g/dm³ para o bagaço amontoado,

$d = 120$ „ „ „ „ solto.

Calcula-se 160 a 170 g/dm³ (ou kg/m³) para o bagaço carregado solto num caminhão, com uma altura de 1,5 a 2 m.

Os transportadores de bagaço de correia são calculados com base numa densidade de bagaço de 130 kg/m³ (XIV C. ISSCT, p. 1 320).

Conservação do bagaço

A densidade aparente do bagaço torna-o uma matéria muito volumosa. Por isso, a estocagem do bagaço excedente da usina é problemática.

Com exceção das regiões muito secas, não é possível deixar o bagaço ao ar livre, porque fermenta, apodrece e perde uma grande parte de seu valor, mesmo como combustível. Entretanto, seria possível conservá-lo ao ar livre, tendo o cuidado de dar-lhe a forma duma meda, cônica ou piramidal, com inclinação de no mínimo 30° (fig. 42.6), e de formar um verdadeiro telhado com folhas de cana superpostas, no sentido do comprimento, como um telhado de sapé.

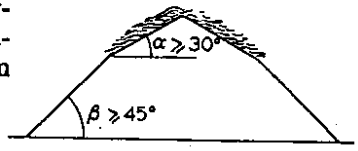


FIG. 42.6. — Meda de bagaço ao ar livre.

Geralmente, conserva-se sob um galpão.

O ângulo de repouso do bagaço é bastante variável, porém geralmente é de cerca de 45 a 50°. Entretanto, é possível recortar os lados duma meda em paredes verticais, sem risco de desmoronamento: seguram-se muito bem.

Para evitar a construção de edifícios enormes e caros, comprime-se o bagaço, para diminuir seu volume.

Prensa de bagaço. — Há dois modelos principais de prensas de bagaço:

1.º PRENSA ENFARDADEIRA. — Formam-se fardos de 30 × 30 × 60 cm ou de 45 × 45 × 60 cm, que são amarrados com 2 a 3 arames, para impedir seu desagregamento. Para isto emprega-se uma prensa hidráulica, do tipo das prensas de forragem.

Os fardos de bagaço fresco possuem uma densidade de 400 a 600 kg/m³, dependendo da pressão exercida. São empilhados de modo a deixar espaços entre eles (fig. 42.7), para facilitar a circulação do ar. Assim também secam mais

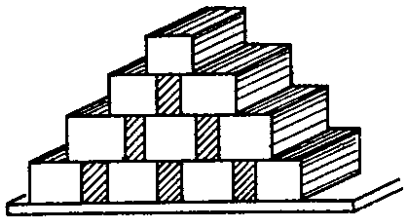


FIG. 42.7. — Empilhamento deixando espaços livres entre os fardos de bagaço.

rapidamente. Entretanto, esta prática é desconselhada em certos países, como as Filipinas, onde se acredita que a propagação de incêndios é assim facilitada. Por outro lado, diminui o perigo de combustão espontânea.

Após 2 ou 3 meses, o bagaço perdeu uma parte de sua umidade, a qual, de 45 a 50% ficou reduzida a 25%, índice que se torna praticamente estável. Agora os fardos de bagaço pesam apenas 300 a 400 kg/m³.

O bagaço enfardado úmido, como sai das moendas, pode provocar uma combustão espontânea, quando é empilhado em volume muito grande.

Prensado, em fardos empilhados da forma indicada, abrigado da ação do tempo, o bagaço pode ser conservado durante muito tempo. Quando se prevê uma estocagem prolongada, é aconselhável pulverizar sobre o monte ácido bórico em pó, à medida que é levantado.

2.º PRENSA DE BRIQUETES. — O bagaço, na forma com que sai das moendas, não pode ser aglomerado; independentemente da pressão empregada não fica ligado. Porém, após a secagem, é possível formar briquetes:

a) É necessário reduzir a umidade a menos de 15%. Os melhores resultados são obtidos com bagaço com 7 a 8% de água. Aumentando a secagem, os briquetes reabsorvem a umidade do ar e se desagregam.

b) É necessário exercer pressões de cerca de 350 kg/cm², preferivelmente 1 000 kg/cm².

Os briquetes de bagaço são produzidos com 2 formas:

1) Os *briquetes* propriamente ditos, pequenas placas de 20 × 10 × 2 cm, empilhados numa proporção de 700 a 900 kg por m³.

Tromp (p. 321) calcula uma prensa de 70 CV para 5 a 10 toneladas de bagaço por hora.

É possível facilitar a fabricação e a aglomeração dos briquetes acrescentando-lhe um aglutinante, por exemplo o melaço, numa proporção de 1 kg por 4 kg de bagaço. Em Cuba (ISJ, 1944, p. 237), uma pressão de 8,5 kg/cm² revelou-se suficiente, devido ao acréscimo dum aglutinante.

2) Os aglomerados cilíndricos com 6, 9 ou 15 cm de diâmetro. As prensas mais conhecidas para fornecer estes aglomerados são as prensas "Glomera" e Pawert (Basiléia). A umidade do bagaço é reduzida até cerca de 10%, por meio dos gases quentes retirados dos canais da chaminé, nos tubos secadores verticais onde é lançado por ventiladores. A seguir passa numa prensa muito potente (fig. 42.8), onde é prensado num tubo: a simples fricção contra as paredes leva a pressão a cerca de 1 500 kg/cm². O bagaço sai do tubo com a forma dum cilindro contínuo, que pode ser quebrado a cada 15 ou 20 cm. Apresenta uma densidade de

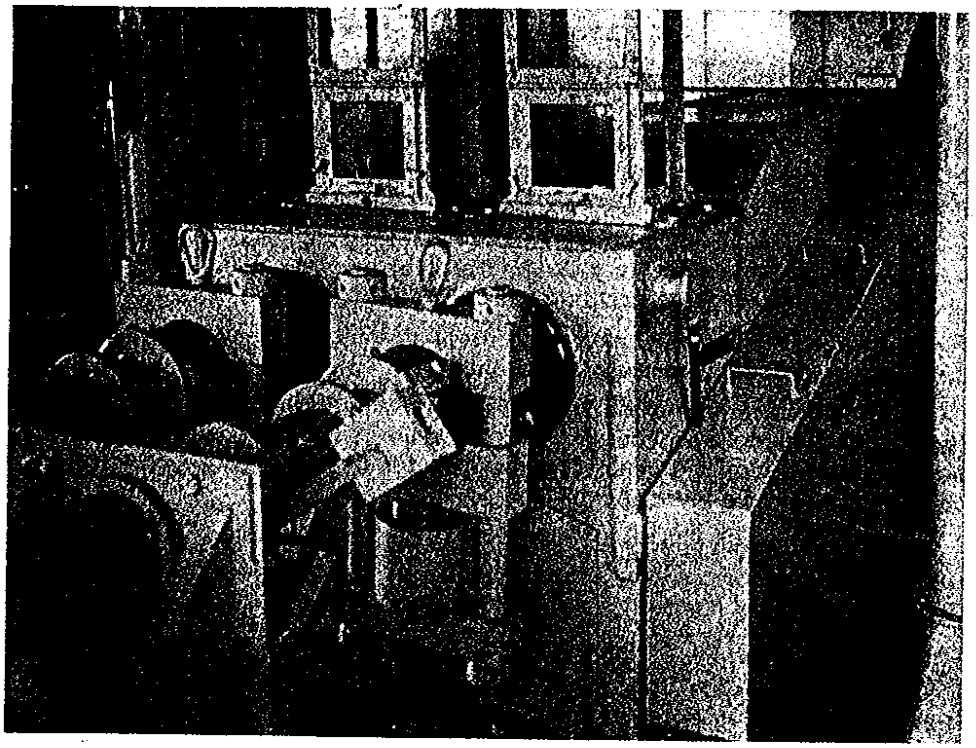


FIG. 42.8. — Prensa para fabricar briquetes de bagaço (Pawert).

cerca de 1,1 e, mesmo quando estes cilindros são armazenados a granel, ainda é possível colocar 400 ou 500 kg/m³. Assim se torna um combustível de manutenção fácil e limpa.

Desagregação dos fardos. — Quando se utiliza o bagaço armazenado em fardos, este é desagregado num triturador. Assinalou-se (ISJ, 1944, p. 301) que esta operação, produzindo poeira de bagaço, poderia dar origem à fibrose nos pulmões dos operários encarregados deste trabalho. Portanto, é preciso prever a aspiração e a extração destas poeiras.

Utilização do bagaço. — Além de seu emprego como combustível, o excedente de bagaço pode ser utilizado de outras maneiras interessantes:

a) Como matéria-prima na fabricação de chapas de fibra, utilizadas na construção.

b) Como matéria-prima na fabricação de massa de papel (celulose).

c) Como matéria-prima na fabricação de matéria plástica ou vários solventes utilizados na indústria.

Composição química do bagaço

A composição do bagaço seco varia um pouco, de acordo com os autores:

QUADRO 42.6

Composição química do bagaço

De acordo com		*N. Deerr (p. 455)*	*Tromp (ISJ, 1938, p. 175)*	*Kelly (ICST, p. 436)*	*M. R. (ISJ, 1939, p. 69)*	*Davies (ISJ, 1947, p. 103)*	*Gregory (FAS. Dez. 1944, p. 26)*	
Carbono	C	46,5	44	48,2	47,5	47,9	49	48,1
Hidrogênio	H	6,5	6	6	6,1	6,7	7,4	6,1
Oxigênio	O	46	48	43,1	44,4	45,4	41,8	43,3
Cinzas	ε	1	2	2,7	2	ε	1,8	2,5
TOTAL		100	100	100	100	100	100	100

(M. R = média dos resultados de Kersten, Prinsen Geerligs, Bolk, V. D. Kreke e Spencer, relacionados a 2% de cinzas.)

Como estas variações não apresentam grandes diferenças, admitir-se-á nos cálculos a seguinte composição média padrão:

$$\begin{aligned} C &= 47\ \% \\ H &= 6{,}5\ \text{»} \\ O &= 44\ \text{»} \\ \varepsilon &= 2{,}5\ \text{»} \\ &\overline{100} \end{aligned} \qquad (42.12)$$

Poder calorífico do bagaço

O poder calorífico, ou PC, é a quantidade de calor que a combustão de 1 kg do combustível considerado pode fornecer.

Distinguem-se 2 valores do PC:

a) O *poder calorífico superior*, ou PCS: é o calor desprendido pela combustão de 1 kg do combustível bruto, utilizado a 0°C e sob uma pressão de mer-

cúrio de 760 mm, sendo todos os produtos da combustão relacionados a 0°C e 760 mm. A água fisiológica, como também a água formada pela combustão do hidrogênio que entra na composição do combustível, condensou-se conseqüentemente.

O PCS é medido facilmente no laboratório, por meio da bomba calorimétrica de Mahler.

b) O *poder calorífico inferior,* ou *PCI,* que supõe, pelo contrário, que a água formada pela combustão, assim como a água fisiológica do combustível, continue no estado de vapor.

O PCS estabelece bem o potencial de calor teoricamente contido no combustível, porém, como na prática industrial ainda não foi possível fazer baixar a temperatura dos gases de combustão abaixo do ponto de condensação, o PCI fornece uma idéia mais exata do calor realmente obtenível.

Portanto, na prática deve-se adotar o PCI. Porém, como não existe instrumento que forneça o PCI, este deve ser calculado.

Ora, neste cálculo há uma certa contradição entre a condição de que os gases de combustão devem ser relacionados a 0°C e 760 mm e a condição de que a água não deve ser condensada. Por convenção, é suficiente deduzir do PCS tantas vezes 600 kcal quantos kg de hidrogênio existirem em 1 kg de combustível.

Isto faz supor que, para o PCS, a condensação ocorreu a cerca de 10°C, durante o esfriamento obrigatório a 0°C, porque (fórm. 33.6):

$$r = 607 - (0{,}7 \times 10\ ^\circ\text{C}) = 600\ \text{kcal}$$

Aliás, verifica-se facilmente, pelo calor latente e os calores específicos da água e do vapor, que a temperatura na qual a condensação (ou, em sentido inverso, a evaporação) deve produzir-se não exerce grande influência sobre o calor total empregado. Para simplificar, adota-se uma temperatura próxima a 0°C, para não mais ser necessário ocupar-se da água líquida no cálculo, mas apenas do vapor.

O PCI dum combustível é dado pela fórmula:

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 600\,E \tag{42.13}$$

E = peso do vapor de água presente nos gases provenientes da combustão de 1 kg do combustível e calculado em kg.

Por outro lado, a combustão do hidrogênio efetua-se de acordo com a reação:

$$\begin{gathered} \mathrm{H_2} + \mathrm{O} = \mathrm{H_2O} \\ 2\ \mathrm{g} + 16\ \mathrm{g} = 18\ \mathrm{g} \end{gathered} \tag{42.14}$$

O peso de água formado é igual a 9 vezes o peso de hidrogênio. Portanto, para um combustível seco, obtém-se:

$$E = 9\,H \tag{42.15}$$

H = peso de hidrogênio entrando na composição de 1 kg do combustível.

Donde:

$$PCI = PCS - 5\,400\,H \tag{42.16}$$

Esta fórmula aplica-se apenas a um combustível seco. Para um combustível úmido, é preciso levar em conta também a água de umidade, que então se acrescenta à água formada.

Poder calorífico superior do bagaço seco

Apesar das diferenças consideráveis na aparência das diversas variedades de cana, o PCS do bagaço seco é notavelmente constante em todos os países e para todas as variedades de cana. Seguem alguns valores escolhidos ao acaso:

QUADRO 42.7

PCS do bagaço seco

Autor	*País*	*Referência*	*PCS do bagaço seco*
Behne	Austrália	ISJ. 1935, p. 160	4 542 kcal/kg
Hedley	África do Sul	ISJ. 1936, p. 349	4 585 „
SMRI	África do Sul	Ann Rep. 1974, p. 11	4 700 „
Gregory	Cuba	FAS, dez. 1944, p. 26	4 691 „
Gregory	Porto Rico	FAS, dez. 1944, p. 26	4 594 „
		Média	4 622 „

Portanto, não se comete um erro de mais de 2% quando se adota como valor universal do PCS do bagaço seco:

$$\boxed{PCS = 4\,600 \text{ kcal/kg}} \tag{42.17}$$

Bordenave (Indian Pulp and Paper, 1953, p. 296) indica, como PCS do bagaço com 12% de umidade, 4 056 kcal/kg e, para a medula com a mesma umidade, 3 778 kcal/kg. Portanto, calcula para a medula 93% do PC do bagaço completo.

Poder calorífico inferior do bagaço seco

Foi visto (fórm. 42.12) que o bagaço seco contém 6 a 7% de hidrogênio e admitiu-se o teor médio de 6,5%. A fórmula (42.16) fornece então:

$$PCI = PCS - (0{,}065 \times 5\,400) = 4\,600 - 350 = 4\,250 \text{ kcal/kg}$$

$$\boxed{PCI = 4\,250 \text{ kcal/kg}} \tag{42.18}$$

Poder calorífico do bagaço úmido

Conhece-se agora o PC do bagaço seco. Como é possível deduzir o PC do bagaço úmido, com o qual se trabalha na prática?

Cálculo teórico. — Primeiramente é possível basear-se na composição centesimal do bagaço úmido. Contém:

QUADRO 42.8

Poder calorífico dos constituintes do bagaço

Constituinte	%	*PC*
Fibra	f',	4 600 kcal/kg
Açúcar	s	3 955 »
Impurezas	i	4 100 »
Água	w	0 »

Tomou-se como PC das impurezas do caldo o PC do melaço seco, considerado como representante do conjunto destas impurezas.

Quanto à água, não somente seu PC é nulo, mas ainda absorve calor ao vaporizar-se durante a combustão (PCI). Portanto, deve-se ter:

$$\text{PCS} = 4\,600\,\frac{f'}{100} + 3\,955\,\frac{s}{100} + 4\,100\,\frac{i}{100}$$

$$\text{PCI} = 4\,600\,\frac{f'}{100} + 3.955\,\frac{s}{100} + 4\,100\,\frac{i}{100} - 350\,\frac{100 - w}{100} - 600\,\frac{w}{100}$$

ou:

$$\text{PCS} = 46f' + 39{,}55s + 41i$$

$$\text{PCI} = 46f' + 39{,}55s + 41i - 2{,}5w - 350$$

Como os PC do açúcar e das impurezas são bastante parecidos, não será muito errado empregar para estes dois elementos valores médios, aliás muito pouco variáveis. Estes valores são relacionados ao açúcar, para simplificar o cálculo. Tem-se:

$$f' = 100 - s - i - w.$$

A pureza do caldo residual é, geralmente, de cerca de 45 a 50. Empregando este valor:

$$i = \frac{52{,}5}{47.5}\,s = 1{,}1s.$$

Donde:

$$\boxed{\begin{aligned} PCS &= 4\,600 - 12s - 46w \\ PCI &= 4\,250 - 12s - 48{,}5w \end{aligned}} \qquad (42.19)$$

PCS = poder calorífico superior do bagaço, em kcal/kg;
PCI = „ „ inferior do bagaço, em kcal/kg.
s = açúcar % do bagaço;
w = umidade do bagaço = água % do bagaço.

Já se empregaram fórmulas similares, porém um pouco diferentes. Em particular, na Índia (ISJ, 1938, p. 78):

$$PCS = 4\,600 - 8\,s - 53\,w \qquad (42.20)$$

Em Java, utilizava-se (SASTA, 1966, p. 30) a fórmula de von Pritzelwitz van der Horst:

$$\begin{aligned} PCS &= 4\,550 - 10\,s - 45\,w \\ PCI &= 4\,250 - 10\,s - 48\,w \end{aligned} \qquad (42.21)$$

Em Maurício (39.º C. SASTA, 1965, p. 14), adotou-se:

$$PCI = 4\,150 - 7{,}5\,s - 47{,}5\,w \qquad (42.22)$$

Em Queensland (*id.*), Hessey forneceu:

$$\begin{aligned} PCS &= 4\,636 - 12{,}3\,s - 46{,}36\,w \\ PCI &= 4\,324 - 12{,}3\,s - 49{,}04\,w \end{aligned} \qquad (42.23)$$

Estas fórmulas foram estabelecidas experimentalmente e foram comprovadas na prática.

Se w e s não mais fossem tomados em %, mas para 1 de bagaço, ter-se-ia:

$$\boxed{\begin{aligned} PCS &= 4\,600\,(1 - w) - 1\,200\,s \\ PCI &= 4\,250 - 4\,850\,w - 1\,200\,s \end{aligned}} \qquad (42.24)$$

Para a medula de bagaço calcula-se:

$$PCS = 4\,400 \text{ kcal/kg (medula seca)}.$$

Tomando: $H = 6\%$

$$PCI = 4\,400 - (0{,}06 \times 5\,400) = 4\,076 \text{ kcal/kg (medula seca)}$$
$$PCI = 4\,076 - 46{,}8\,w \quad \text{(medula úmida)}$$

w é de cerca de 55%, donde: PCI = 1 502 kcal/kg.

Para o bagaço secado em estoque, a umidade da medula pode ser de cerca de 16 a 22% (Chou, Taiwan Sugar, março-abril 1973, p. 66).

Observa-se que nas fórmulas (42.19) e (42.24) já se levaram em consideração os seguintes calores perdidos, sob o ponto de vista da produção de vapor da usina:

a) Calor latente de vaporização da água formada pela combustão do hidrogênio de constituição do bagaço, perdido nos gases com o vapor de água que não se condensou.

b) Calor latente de vaporização da água proveniente da umidade do bagaço, perdido do mesmo modo pela chaminé.

Portanto, não é mais necessário levar em conta as seguintes perdas:

a) Calor sensível dos gases expulsos pela chaminé.

b) Perdas por radiação e convecção nas proximidades da fornalha e da caldeira.

c) Perdas por sólidos não queimados.

d) Perdas por combustão incompleta do carbono, produzindo CO em vez de CO_2.

Combustão do bagaço

Composição do ar. — É a seguinte a composição do ar seco:

QUADRO 42.9

Composição do ar

	Em peso	*Em volume*
Oxigênio	23,15%	20,84%
Nitrogênio e gases inertes	76,85%	79,16%

REAÇÕES DA COMBUSTÃO. — Os elementos combustíveis do bagaço são o carbono e o hidrogênio. Queimam, fornecendo:

$$C + O_2 = CO_2 \qquad H_2 + O = H_2O$$

Em peso:

$$12\text{ g} + 32\text{ g} = 44\text{ g} \qquad 2\text{ g} + 16\text{ g} = 18\text{ g} \tag{42.25}$$

Ou seja:

$$1 + 2{,}67 = 3{,}67 \qquad 1 + 8 = 9$$

Características dos produtos gasosos da combustão. — Seguem os elementos principais que serão utilizados no estudo da combustão do bagaço, para os gases principais que se encontram na fumaça:

QUADRO 42.10

Características dos produtos gasosos da combustão

Produto	*Peso molecular*	*Constante R (kg/m² e m³/kg)*	*Peso específico (a 0°C—760mm; kg/m³)*	*Volume específico (a 0°C—760mm; m³/kg)*
CO_2	44	19,27	1,977	0,506
H_2O	18	47,06	0,804	1,244
N_2 (atmosférico)	28	30,26	1,256	0,796
O_2	32	26,50	1,429	0,700
CO	28	30,29	1,250	0,800
A_r	29	29,27	1,293	0,773

A. COMBUSTÃO DO BAGAÇO SECO SEM EXCESSO DE AR. — A composição (42.12) do bagaço e as proporções fornecidas pelas reações (42.25) permitem calcular a quantidade de oxigênio necessária à combustão.

a) *Oxigênio.* Para queimar 1 kg de bagaço seco é necessário:

C	0,470 kg	× 2,67	= 1,253	kg	de	oxigênio	= 0,877	m³	de	oxigênio
H_2	0,065 „	× 8	= 0,520	„	„	„	= 0,364	„	„	„
Ou seja um total			1,773	„	„	„	= 1,241	„	„	„
Mas o bagaço já contém			0,440	„	„	„	= 0,308	„	„	„
O ar ainda deve fornecer			1,333	„	„	„	= 0,933	„	„	„

b) *Nitrogênio.* Este oxigênio arrasta juntamente (cf. quadro 42.9):

$$1{,}333 \times \frac{76{,}85}{23{,}15} = 4{,}425 \text{ kg de N} \qquad = 3{,}522 \text{ m}^3 \text{ de nitrogênio}$$

Donde o peso total de ar necessário:

5,758 kg de ar = 4,455 m³ de ar

Todos estes volumes de oxigênio, nitrogênio ou ar são calculados a 0°C e 760 mm.

Como a composição do bagaço não é constante, é inútil conservar decimais que não possuem um grande significado. Portanto, para 1 kg de bagaço calcula-se:

Peso total de ar necessário	5,76 kg
Volume total de ar necessário	4,45 m³ (0°—760)

(42.26)

Observa-se que a quantidade de água formada é de:

0,065 + 0,520 = 0,585 kg de água = 0,728 m³ de água em vapor. (42.27)

B. COMBUSTÃO DO BAGAÇO ÚMIDO COM EXCESSO DE AR. — Agora é possível passar ao caso geral.

Na prática é impossível queimar um combustível em condições industriais, fornecendo-lhe apenas a quantidade de ar teoricamente necessária: a combustão não seria boa e seria incompleta. Para obter uma combustão completa, sem matérias não queimadas, e para que todo o carbono queime sob forma de CO_2, é preciso admitir um certo excesso de ar. Com efeito, uma grande parte do calor obtenível seria perdida, deixando-se queimar uma parte do carbono sob forma de CO. Com efeito, a reação:

$$C + O = CO$$

libera apenas 2 415 kcal por kg de carbono, enquanto a combustão normal:

$$C + O_2 = CO_2$$

libera 8 000 kcal.

Portanto, estabelece-se:

Umidade do bagaço em relação à unidade w

Relação do peso de ar utilizado com o peso estritamente necessário m

e designa-se por:

P_a = o peso e V_a = o volume de ar utilizado por kg de bagaço;
P_g = „ „ „ V_g = „ „ dos produtos gasosos da combustão;
P_{gs} = „ „ „ V_{gs} = „ „ destes gases supostamente secos.

Todos estes volumes estão relacionados a 0°C/760 mm.

Em combustão, para precisar que os volumes são calculados a 0°C-760 mm, é costume colocar a letra N antes da indicação do volume em m³: 5 Nm³ = 5 m³ calculados a 0°C-760 mm.

1.° P_a. Tem-se:

$$P_a = 5{,}76(1 - w)m \quad \text{kg/kg} \tag{42.28}$$

2.° P_g. E conseqüentemente:

$$P_g = 5{,}76(1 - w)m + 1 \quad \text{kg/kg} \tag{42.29}$$

porque os gases de combustão são constituídos: a) pelo kg de combustível cuja combustão se examina; b) pelo ar de combustão que serviu para queimá-lo.

3.° P_{gs}. Obtém-se o P_{gs} deduzindo de P_g a água formada pela combustão do hidrogênio e a água de composição do bagaço (cf. 42.27):

$$P_{gs} = P_g - 0{,}585(1 - w) - w \quad \text{kg/kg} \tag{42.30}$$

ou:

$$P_{gs} = (1 - w)(5{,}76m + 0{,}415) \quad \text{kg/kg} \tag{42.31}$$

4.º V_a. Tem-se, da mesma forma:

$$V_a = 4{,}45(1 - w)m \qquad \text{Nm}^3/\text{kg} \qquad (42.32)$$

5.º V_g. Para calcular V_g é preciso observar:

a) que se dispõe de mais oxigênio que o necessário para queimar todo o carbono e todo o hidrogênio do bagaço;

b) que: Volume de CO_2 = volume de oxigênio que entrou em sua formação;
Volume de H_2O = volume de oxigênio que entrou em sua formação $\times$ 2.

Então, a combustão fornece, por kg de matéria seca (ver A), relacionando tudo a $(1 - w)$ de matéria seca:

QUADRO 42.11

Volume dos produtos gasosos da combustão

		Ar
V_g =	volume de ar introduzido	
+	„ „ O proveniente do bagaço	+ 0,308
−	„ „ „ que entrou na formação da água	− 0,364
−	„ „ „ „ „ „ „ do CO_2	− 0,877
+	„ „ vapor de água formado	+ 0,728
+	„ „ CO_2 formado	+ 0,877
	ou seja, no total: Volume de ar introduzido	+ 0,672

Também é preciso acrescentar o volume de água proveniente da umidade do bagaço. Obtém-se, finalmente:

$$V_g = 4{,}45(1 - w)m + 0{,}672(1 - w) + 1{,}244w \qquad \text{Nm}^3/\text{kg} \qquad (42.33)$$

ou:

$$V_g = 4{,}45(1 - w)\,m + 0{,}572\,w + 0{,}672 \qquad \text{Nm}^3/\text{kg} \qquad (42.34)$$

6.º V_{gs}. Para obter V_{gs} é suficiente tirar da primeira expressão (42.33) acima, a água de composição, $1{,}244w$, e a água formada pela combustão, $0{,}728\,(1 - w)$. Fica:

$$V_{gs} = 4{,}45(1 - w)m + 0{,}672\,(1 - w) - 0{,}728\,(1 - w)$$

ou:

$$V_{gs} = 4{,}45(1 - w)m - 0{,}056(1 - w) \qquad \text{Nm}^3/\text{kg} \qquad (42.35)$$

OBSERVAÇÃO. — Todos os volumes acima foram calculados a 0ºC e 760 mm de pressão. Para obter os volumes a uma temperatura t qualquer, é preciso aplicar a lei de Mariotte: $pv = RT$ com $T = 273 + t$. Como R é um coeficiente e p é constante (pressão atmosférica), obtém-se:

$$v_t = v_0 \cdot \frac{273 + t}{273} \qquad (42.36)$$

v_t = volume à temperatura t;

v_0 = volume a 0°C.

Composição da fumaça. — Conhece-se o peso total da fumaça por kg de bagaço queimado:

$$P_g = 5{,}76(1 - w)m + 1 \qquad (42.29)$$

O peso de cada um dos gases componentes é:

a) NITROGÊNIO, N_2:

$$N_2 = 1{,}333 \times \frac{76{,}85}{23{,}15}(1 - w)m \qquad \text{ou :} \qquad N_2 = 4{,}43(1 - w)m$$

b) OXIGÊNIO, O_2:

	O proveniente do ar	1,333 $(1 - w)m$
+	O proveniente do bagaço	+ 0,440 $(1 - w)$
—	O que entrou na formação da água	— 0,520 $(1 - w)$
—	O que entrou na formação do CO_2	— 1,253 $(1 - w)$

ou:

$$O_2 = 1{,}33\,(1 - w)(m - 1)$$

c) ÁGUA, H_2O:

	Água de formação	0,585 $(1 - w)$
+	Água fisiológica	w

$$H_2O = 0{,}585(1 - w) + w$$

d) GÁS CARBÔNICO, CO_2:

$$CO_2 = 0{,}47 \times 3{,}67(1 - w) \qquad CO_2 = 1{,}72(1 - w)$$

Substituindo m e w pelos seus valores e dividindo por P_g, obtém-se rapidamente a proporção em peso de cada um destes gases na fumaça.

EXEMPLO. — Se: $w = 0{,}48$ e $m = 1{,}5$:

$$P_g = (5{,}76 \times 0{,}52 \times 1{,}5) + 1 = 5{,}49 \text{ kg}$$

e

N_2	$4{,}43 \times 0{,}52 \times 1{,}5$	= 3,455 kg	ou :	63,1 %
O_2	$1{,}33 \times 0{,}52 \times 0{,}5$	= 0,346 ,,		6,3 ,,
H_2O	$(0{,}585 \times 0{,}52) + 0{,}48$	= 0,784 ,,		14,3 ,,
CO_2	$1{,}72 \times 0{,}52$	= 0,894 ,,		16,3 ,,
		5,479		100

A pequena diferença entre o total e P_g é proveniente das cinzas, porque a soma dos componentes C + H + O do bagaço que admitimos (42.12) não alcança 1 kg, quando na fórmula (42.29) se calculou 1 kg. Para ser bastante exato, teria sido necessário calcular: $1 - \varepsilon$.

TEOR DE CO_2 NA FUMAÇA. — Examinou-se a composição dos gases de combustão em peso. Sua composição volumétrica é igualmente interessante, porque seu teor de CO_2 permite conhecer o excesso de ar.

Com efeito, a quantidade de CO_2 fornecida pela combustão de 1 kg de bagaço seco é constante, porque se supõe que a quantidade de carbono contida no bagaço também seja constante (cerca de C = 47%). Se o ar está na quantidade estritamente necessária, o teor de CO_2 nos gases é máximo; havendo excesso de ar, a quantidade de CO_2 continua constante em um volume de ar que aumenta na medida em que o excesso se torna maior. Portanto, a proporção de CO_2 diminui quando o excesso de ar aumenta.

Ora, existem aparelhos simples que permitem analisar o teor de CO_2 na fumaça. Procura-se a relação entre este teor e o excesso de ar. Supõe-se que se trate dum aparelho que forneça o teor de CO_2 dos gases secos, isto é, que condense ou fixe o vapor de água contido nos gases, antes de analisá-los. (Utilizando um aparelho que fornecesse o teor de CO_2 dos gases úmidos, este teor seria bem menor.)

O volume total dos gases secos, V_{gs}, é dado pela fórmula (42.35). O volume de CO_2 contido é obtido imediatamente com base no peso do CO_2, encontrado antes (cf. quadro 42.10):

$$\text{Volume de } CO_2 \text{ na fumaça} = 1{,}72(1 - w) \times 0{,}506 = 0{,}87(1 - w)$$

Como o coeficiente de dilatação é o mesmo para todos os gases, a proporção obtida com os volumes utilizados a 0°C continua a mesma a uma temperatura normal qualquer.

O teor em volume de CO_2 na fumaça é, portanto:

$$\gamma = \frac{0{,}87(1 - w)}{V_{gs}} = \frac{0{,}87(1 - w)}{4{,}45(1 - w)m - 0{,}056(1 - w)} \qquad (42.37)$$

Donde:

$$m = \frac{0{,}1955}{\gamma} + 0{,}0126 \qquad (42.38)$$

m = relação do peso de ar empregado com o peso teórico estritamente necessário;

γ = teor de CO_2, em volume, dos gases secos, em relação à unidade.

QUADRO 42.12

Relação entre o teor em volume da fumaça em CO_2 (γ) e o excesso de ar (m)

γ	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17
m	3,27	2,81	2,46	2,18	1,97	1,79	1,64	1,52	1,41	1,32	1,23	1,16

PROPORÇÃO ÓTIMA DE CO_2. — A proporção teórica máxima de CO_2 nos gases é de 19,8%, de acordo com a fórmula (42.38). Desejando obter uma combustão completa, sem formação perceptível de CO, é preciso admitir um certo excesso de ar.

Eigenhuis considera (ISJ, 1937, p. 477) que, de acordo com a experiência que adquiriu em Java e em Queensland, é possível manter uma média de 15% de CO_2, sem obter matérias não queimadas, quer sejam gases ou sólidos. Controles mais recentes, em fornalhas modernas em Queensland, indicaram mais de 16% de CO_2 sem matérias não queimadas.

Shillington acredita (ISJ, 1939, p. 259) que uma boa combustão só pode ser obtida com um teor de CO_2 mantido entre 10 e 14%. Acima de 14%, a proporção de CO se tornaria grande demais.

Na África do Sul, Hayes acredita (ISJ, 1940, p. 349) que as perdas de calor por excesso de ar não são consideráveis enquanto o teor de CO_2 fica acima de 12%, porém, com um índice menor a queda de rendimento acentua-se rapidamente. Inversamente, acima de 14% seria conveniente controlar o teor de CO nos gases. Portanto, acredita que uma boa combustão corresponde a um teor de CO_2 compreendido entre 12 e 14%.

Em Java (ISJ, 1942, p. 267), o excesso médio de ar era de 63%.

Na Jamaica (ISJ, 1947, p. 102), Davies considera que o excesso de ar ótimo na prática corresponde a 50%.

Acrescentando a estas opiniões autorizadas os resultados de experiências efetuadas em vários países açucareiros e tendo em conta fornalhas e caldeiras modernas com alimentação de ar mais bem regulada, é possível dizer que os melhores rendimentos de caldeira são obtidos com:

$$\left\{\begin{matrix}\text{Um teor de } CO_2 \text{ de 12 a 16\%}\\ \text{Um excesso de ar de 25 a 60\%}\end{matrix}\right\} \qquad (42.39)$$

PERDA DE RENDIMENTO OCASIONADA PELO CO. — Na África do Sul considera-se (ISJ, 1940, p. 349) que cada % de CO nos gases de combustão corresponde a uma perda de calor de 4,5%. Em Cuba (ISJ, 1944, p. 235), indica-se com bastante precisão: 4,36% do PCI do bagaço.

Cálculo da temperatura de combustão. — A temperatura de combustão T existindo na fornalha de bagaço é facilmente obtida pelo cálculo, estabelecendo que o calor desenvolvido na combustão se encontra nos gases que passam da fornalha à caldeira.

Como o PC e todos os calores são calculados tendo como referência a temperatura de base a 0°C, é preciso levar em conta o calor já armazenado no combustível e no ar de combustão, à temperatura ambiente t_0.

Então, para 1 kg de combustível obtém-se:

$$\int_0^{t_0} 1 \cdot c_c \cdot dt + \int_0^{t_0} P_a \cdot c_a \cdot dt + N_i = \sum \int_0^T P \cdot c \cdot dT \qquad (42.40)$$

t_0 = temperatura ambiente, com a qual o combustível e o ar chegam à fornalha;

T = temperatura de combustão desejada;

P_a = peso de ar empregado por kg de combustível;

P = peso de cada um dos produtos gasosos da combustão, por kg de combustível;

c_c = calor específico do combustível;

c_a = „ „ „ ar;

c = „ „ de cada um dos gases produzidos;

N_i = poder calorífico inferior do combustível.

Emprega-se o PCI, porque na prática o vapor de água contido nos gases não se condensa.

$\sum \int_0^T P \cdot c \cdot dT$ representa a soma de todos os calores de aquecimento dos vários gases que constituem a fumaça.

Foi preciso integrar, porque o calor específico é função da temperatura. Evitam-se estas integrais utilizando o quadro (42.13), que fornece o calor específico médio dos vários corpos com os quais se trabalha, entre 0°C e uma temperatura qualquer t^0 ou T^0. Com a ajuda deste quadro obtém-se facilmente o calor específico médio entre duas temperaturas quaisquer t^0 e T^0.

QUADRO 42.13

Gases de combustão (Habif, pp 23 a 26)

CEV = calor específico verdadeiro, a T^0;

CEM = calor específico médio entre 0 e T^0;

CTA = calor total de aquecimento, sob pressão constante, entre 0 e T^0, em kcal por quilograma.

T °C	CEV				CEM				CTA			
	CO_2	H_2O	N_2 e CO	O_2	CO_2	H_2O	N_2 e CO	O_2	CO_2	H_2O	N_2 e CO	O_2
0	0,199	0,468	0,246	0,214	0,199	0,468	0,246	0,214	0	0	0	0
50	0,207	0,483	0,248	0,216	0,203	0,476	0,247	0,215	10	23	12	10
100	0,215	0,499	0,250	0,218	0,207	0,484	0,248	0,216	20	48	24	21
150	0,224	0,515	0,252	0,220	0,211	0,492	0,249	0,217	31	73	37	32
200	0,232	0,530	0,254	0,222	0,215	0,499	0,250	0,218	43	100	50	43
250	0,240	0,546	0,256	0,223	0,219	0,507	0,251	0,219	55	126	62	54
300	0,248	0,562	0,258	0,225	0,224	0,515	0,252	0,220	67	154	75	66
350	0,256	0,577	0,260	0,227	0,228	0,523	0,253	0,221	79	183	88	77
400	0,264	0,593	0,262	0,229	0,232	0,530	0,254	0,222	92	212	101	88
450	0,272	0,608	0,264	0,231	0,236	0,538	0,255	0,223	106	242	114	100
500	0,281	0,624	0,266	0,232	0,240	0,546	0,256	0,223	120	273	128	111
550	0,289	0,639	0,268	0,234	0,244	0,554	0,257	0,224	134	304	141	123
600	0,297	0,655	0,270	0,236	0,248	0,562	0,258	0,225	149	337	154	135
650	0,305	0,670	0,272	0,238	0,252	0,569	0,259	0,226	164	370	168	147
700	0,313	0,686	0,274	0,240	0,256	0,577	0,260	0,227	179	404	182	159

QUADRO 42.13 *(continuação)*

T °C	C E V				C E M				C T A			
	CO_2	H_2O	N_2 e CO	O_2	CO_2	H_2O	N_2 e CO	O_2	CO_2	H_2O	N_2 e CO	O_2
750	0,321	0,701	0,276	0,241	0,260	0,585	0,261	0,228	195	439	195	171
800	0,330	0,717	0,278	0,243	0,264	0,593	0,262	0,229	211	475	209	183
850	0,338	0,732	0,280	0,245	0,268	0,600	0,263	0,230	228	510	223	195
900	0,346	0,748	0,282	0,247	0,272	0,608	0,264	0,231	245	547	237	208
950	0,354	0,764	0,284	0,248	0,277	0,616	0,265	0,232	263	585	251	220
1 000	0,362	0,779	0,286	0,250	0,281	0,624	0,266	0,232	281	624	266	232
1 050	0,370	0,795	0,288	0,252	0,285	0,631	0,267	0,233	299	663	280	245
1 100	0,378	0,810	0,290	0,254	0,289	0,639	0,268	0,234	318	703	294	258
1 150	0,387	0,826	0,292	0,256	0,293	0,647	0,269	0,235	337	744	309	270
1 200	0,395	0,841	0,294	0,258	0,297	0,655	0,270	0,236	356	786	324	283
1 250	0,403	0,857	0,296	0,259	0,301	0,663	0,271	0,237	376	828	338	296
1 300	0,411	0,872	0,298	0,261	0,305	0,670	0,272	0,238	397	872	353	309
1 350	0,419	0,888	0,300	0,263	0,309	0,678	0,273	0,239	417	916	368	322
1 400	0,427	0,903	0,302	0,265	0,313	0,686	0,274	0,240	439	960	383	336
1 450	0,435	0,919	0,304	0,267	0,317	0,694	0,275	0,241	460	1 006	398	349
1 500	0,444	0,935	0,306	0,268	0,321	0,701	0,276	0,241	482	1 052	414	362
1 550	0,452	0,950	0,308	0,270	0,325	0,709	0,277	0,242	505	1 099	429	376
1 600	0,460	0,966	0,310	0,272	0,330	0,717	0,278	0,243	528	1 147	444	389
1 650	0,468	0,981	0,312	0,274	0,334	0,725	0,279	0,244	551	1 196	460	403
1 700	0,476	0,997	0,314	0,276	0,338	0,732	0,280	0,245	574	1 246	476	417
1 750	0,484	1,012	0,316	0,277	0,342	0,740	0,281	0,246	598	1 296	491	431

A equação (42.40) torna-se, então:

$$(1 \cdot c_c + P_a \cdot c_a)t_0 + N_i = T[\Sigma P \cdot c]_0^T \qquad (42.41)$$

Porém:

$$1 + P_a = \Sigma P = P_q$$

e como os calores específicos do ar e dos gases não são muito diferentes, é possível admitir:

$$1 \cdot c_c + P_a \cdot c_a = \Sigma P \cdot c \qquad (42.42)$$

Finalmente, levando em conta as perdas:

$$T = t_0 + \frac{\alpha\beta_0 N_i}{[\Sigma P \cdot c]_{t_0}^T} \qquad (42.43)$$

α = coeficiente levando em conta os não queimados sólidos;

β_0 = " " " " as perdas por radiação na fornalha.

Para as fornalhas de bagaço é possível adotar:

α = 0,98 a 0,99, dependendo da tiragem, para as fornalhas com grelhas em degraus, em forma de ferradura e com projetores-distribuidores;

α = 0,94 a 0,95 para as fornalhas Ward;

β_0 = 0,98 a 0,99.

Observa-se que:

a) A temperatura de combustão aumenta, quando t_0 aumenta.

b) Diminui, quando $\Sigma \cdot P_c$ aumenta. Com outras palavras, o excesso de ar influi consideravelmente na temperatura de combustão.

Da mesma maneira, a umidade do bagaço também reduz muito esta temperatura, por causa do vapor de água suplementar fornecido e, ainda mais, porque o calor específico do vapor de água é praticamente o dobro dos calores específicos do ar e dos outros gases. Também não se deve esquecer (cf. fórm. 42.19) que a umidade diminui N_i e, conseqüentemente, influi duplamente na temperatura de combustão.

EXEMPLO. — Considera-se novamente o exemplo da página 962 e calcula-se ΣP_c para a composição encontrada na fumaça. Supõe-se que:

$$\left.\begin{array}{l} t_0 = 30\ ^\circ C \\ \alpha = 0{,}98 \\ \beta_0 = 0{,}99 \\ N_i = 1\,900\ \text{kcal/kg} \end{array}\right\} \alpha\beta_0 N_i = 1\,843\ \text{kcal/kg}$$

Obtém-se $\Sigma\ Pc$ estabelecendo para cada um dos produtos da combustão a expressão $(T - t_0)P^c$ correspondente. O mais simples é operar por interpolação, o que se efetua muito rapidamente quando já se tem uma idéia da temperatura procurada. Observa-se que (42.43) resulta em:

$$(T - t_0)[\Sigma P \cdot c]_{t_0}^{T} = \alpha\beta_0 N_i \qquad (42.44)$$

O primeiro membro desta equação é o calor de aquecimento de t_0 a T^o. Procura-se para qual valor de T o calor de aquecimento é igual ao calor liberado, que compõe o segundo membro. Quando, por exemplo, se acredita que a temperatura T procurada está compreendida entre 1 050 e 1 100°C, executa-se o cálculo para estas duas temperaturas e interpola-se a seguir. Como as cinzas constituem uma quantidade muito pequena, é suficiente atribuir-lhes um CEM: $c = 0{,}2$.

QUADRO 42.14

Cálculo da temperatura de combustão

	$T = 1\,050\ ^\circ C$	$T = 1\,100\ ^\circ C$
N_2	3,455 kg (280- 7) = 943 kcal	3,455 kg (294- 7) = 992 kcal
O_2	0,346 (245- 6) = 83 »	0,346 (258- 6) = 87 »
H_2O	0,784 (663-14) = 509 »	0,784 (703-14) = 540 »
CO_2	0,894 (299- 6) = 262 »	0,894 (318- 6) = 279 »
Cinzas	0,025 × 0,2 × 1 050 = 5 »	0,025 × 0,2 × 1 100 = 6 »
	$\left[\sum P \cdot c\right]_{t_0}^{T} (T - t_0) = 1\,802$	$\left[\sum P \cdot c\right]_{t_0}^{T} (T - t_0) = 1\,904$

Interpolando para 1 843 kcal, encontra-se:

$$T - t_0 = 1\,070^{\circ}C \qquad T = 1\,070 + 30 = 1\,100^{\circ}C$$

CEM. — É possível evitar o uso do quadro 42.13 utilizando as seguintes fórmulas:

QUADRO 42.15

Calor específico médio dos gases entre 0 (ou 30°C) e T°

N_2	CEM = 0,246 + 0,000 020 T
O_2	CEM = 0,214 + 0,000 018 T
H_2O	CEM = 0,468 + 0,000 156 T
CO_2	CEM = 0,199 + 0,000 082 T

Então, é preciso multiplicar o CEM encontrado por T, para obter o calor de aquecimento do gás considerado entre 0 (ou 30°C) e T°.

Com efeito, não se comete um erro considerável igualando o CEM entre 0 e T^0 ao CEM entre 30 e T^0.

Como a composição da fumaça varia apenas em limites relativamente estreitos, é possível falar do CEM da fumaça. Assim, é possível adotar, de modo aproximado:

Gás de combustão do bagaço:

$$\text{CEM} = 0{,}27 + 0{,}000\,06\ T \qquad (42.45)$$

ou, de modo ainda mais aproximado:

$$\text{CEM} = 0{,}3 \qquad (42.46)$$

Estimativa da temperatura de combustão. — A temperatura das fornalhas é medida por meio de pirômetros ou cones de Seger. Também pode ser avaliada com bastante precisão a olho, principalmente quando já se adquiriu uma certa prática comparando as estimativas com a leitura do pirômetro.

Quanto mais elevada a temperatura, mais brilhante se torna a cor da fornalha.

QUADRO 42.16

Avaliação da temperatura duma fornalha por sua cor

Branco-brilhante	1 500 °C
Branco-de-solda	1 400 „
Branco	1 300 „
Amarelo-palha	1 200 „
Amarelo-claro	1 150 „
Amarelo-ouro	1 100 „
Amarelo-alaranjado	1 050 „
Vermelho-cereja-claro	1 000 „
Vermelho-cereja	900 „
Vermelho-poente	800 „
Vermelho-escuro	650 „

Temperaturas obtidas na prática. — As fornalhas antigas, pouco eficientes, fornecem 800 a 1 000 °C. As temperaturas mais elevadas que foram assinaladas são de 1 300 °C durante alguns minutos e 1 250 °C em funcionamento contínuo. As temperaturas mais freqüentes são de cerca de 1 100°C.

Segue um quadro resumindo de modo aproximado a influência do excesso de ar e de umidade do bagaço sobre a temperatura de combustão.

QUADRO 42.17

Temperatura de combustão nas fornalhas de bagaço

Umidade do bagaço	*Excesso de ar*		
	30 % (m = 1,3)	*50 % (m = 1,5)*	*75 % (m = 1,75)*
45 % (w = 0,45)	1 185 °C	1 100 °C	1 000 °C
50 (w = 0,50)	1 120 »	1 040 »	950 »

Este quadro foi calculado supondo: $t_0 = 30°C$, $\alpha\beta_0 = 0{,}96$.

Perdas de calor pela chaminé. — A fórmula (42.24), que fornece o PCI do bagaço, já leva em conta a perda de calor proveniente do calor latente do vapor de água, que sai juntamente com os gases pela chaminé.

A perda mais importante que ainda é preciso descontar é a perda correspondente ao calor sensível arrastado por estes gases.

Procura-se determinar seu valor.

Conhece-se a composição da fumaça e o calor específico dos gases componentes. Portanto, obtém-se imediatamente o calor sensível correspondente.

O calor específico médio da fumaça entre 0°C e a temperatura dos gases nos canais da chaminé varia pouco, porque a própria temperatura de expulsão é limitada. Em uma instalação moderna, com economizador ou aquecedor de ar, é possível chegar facilmente a menos de 200°C, por exemplo a 180°C, porém, se bem que seja possível alcançar 130°C, não há interesse em descer a menos de 150°C, que pode ser considerado como limite econômico inferior.

Por outro lado, só em uma instalação muito velha e deficiente os gases são expulsos com mais de 300°C.

Portanto, não é um erro considerável tomar como calor específico médio, entre 0°C e a temperatura de expulsão, o calor específico verdadeiro a 100°C.

(Com efeito, observa-se que a referência deve ser 0°C, e não a temperatura ambiente, porque o PC é calculado a partir de 0°C e todo o balanço das calorias deve referir-se a este dado.)

CÁLCULO. — Com base nos pesos encontrados para os componentes da fumaça (p. 962), o calor sensível q arrastado por cada um é, por kg de bagaço queimado:

$$N_2 \qquad q_1 = 4{,}43(1 - w)m \times 0{,}250t$$

$$O_2 \qquad q_2 = 1{,}33(1 - w)(m - 1) \times 0{,}218t$$

$$H_2O \qquad q_3 = [0{,}585(1 - w) + w] \times 0{,}499t$$

$$CO_2 \qquad q_4 = 1{,}72(1 - w) \times 0{,}215t$$

Adicionando, simplificando e arredondando, para não conservar decimais sem significado prático, obtém-se o calor sensível total perdido (calculado a partir de 0°C):

$$q = [(1 - w)(1{,}4m - 0{,}13) + 0{,}5]t \qquad (42.47)$$

q = calor sensível perdido na chaminé, em kcal por kg de bagaço queimado;
t = temperatura de expulsão da fumaça, em °C;
w = umidade do bagaço em relação à unidade;
m = relação do peso de ar de combustão empregado com o peso teoricamente necessário.

EXEMPLO. — Para:

$$m = 1{,}4 \qquad w = 0{,}48 \qquad t = 200\ °C$$

tem-se:

$$q = [0{,}52\ (1{,}4 \times 1{,}4 - 0{,}13) + 0{,}5]\ 200 = 290\ \text{kcal/kg de bagaço}$$

ou seja, cerca de 15% do PCI do bagaço (1.900 kcal).

Observa-se que, com os valores de m e w escolhidos para este exemplo e que são valores comuns, obtém-se aproximadamente:

$$\boxed{q = 1{,}5\,t} \qquad (42.48)$$

Quantidade de vapor obtenível

Agora é possível calcular a quantidade de vapor que pode ser obtida com este kg de bagaço.

Com efeito, são as seguintes as perdas ocorridas na fornalha e na caldeira:

a) Calor latente da água, formado pela combustão do hidrogênio do bagaço.

b) Calor latente da água, constituída pela umidade do bagaço.

c) Calor sensível dos gases expulsos nos canais da chaminé.

d) Perdas pelos não queimados sólidos.

e) Perdas por radiação e convecção externa, na fornalha e principalmente na caldeira.

f) Perdas por combustão deficiente do carbono, fornecendo CO em vez de CO_2.

Ora, o emprego do PCI (fórm. 42.24) já leva em conta as perdas *a* e *b*.

A perda *c* é dada pela fórmula (42.47).

As 3 outras perdas são levadas em consideração por meio de coeficientes aplicados à quantidade total de calorias que ficaram disponíveis após as 3 primeiras perdas:

α = coeficiente levando em conta perdas pelos não queimados sólidos;

β = " " " " " por radiação e convecção;

η = " " " " " por combustão deficiente.

Então, a quantidade de calor encontrada no vapor tem a seguinte expressão:

$$\boxed{M_v = (4\,250 - 1\,200s - 4\,850w - q)\alpha\beta\eta} \qquad (42.49)$$

M_v = calor transmitido ao vapor por kg de bagaço queimado, em kcal;

w = umidade do bagaço em relação à unidade;

s = açúcar em 1 de bagaço;

q = calor sensível da fumaça, em kcal, dado por (42.47).

α (não queimados sólidos) é de cerca de 0,98 nas fornalhas comuns. Raramente diminui a menos de 0,97, a não ser que haja uma tiragem muito forte, arrastando pedaços de bagaço relativamente grossos pela chaminé. Para as fornalhas Ward, a Fives-Lille Cail calcula para as perdas nos sólidos não queimados 5,5 (funcionamento normal) a 6% (funcionamento acelerado), ou seja: α = 0,940 a 0,945. Para as fornalhas com projetores-distribuidores calcula-se 2,5%, ou seja α = 0,975.

β (radiação-convecção) varia de 0,95 a 0,99, conforme a isolação mais ou menos cuidada da caldeira. A Fives-Lille Cail calcula β = 0,97 (funcionamento normal) a 0,975 (funcionamento acelerado). Para uma caldeira bem isolada é possível calcular β = 0,975.

η (combustão deficiente) pode variar de 0,99 a 0,80. Este coeficiente será melhor:

a) quanto menos úmido estiver o bagaço;

b) quanto menor for o excesso de ar;

c) quanto mais elevada for a temperatura da fornalha (aliás esta condição é uma conseqüência das duas precedentes).

Este coeficiente diminui rapidamente quando a umidade do bagaço ultrapassa 50% ou quando a temperatura da fornalha cai a menos de 900°C. Em uma boa fornalha moderna ultrapassa facilmente 0,90. Para uma combustão bem controlada, pode-se calcular entre 0,95 e 0,97.

Rendimento total. — A relação:

$$\rho = \frac{M_v}{N_s} = \frac{\text{calorias transmitidas ao vapor}}{\text{PCS do bagaço}} \qquad (42.50)$$

é chamada o rendimento total da caldeira.

Geralmente, este rendimento varia de 50 a 65%. Tromp (ISJ, 1940, p. 90) calcula:

QUADRO 42.18

Rendimento das calderias

Modelo de caldeira	*Modelo de fornalha*	*Rendimento total*
Caldeiras com ebulidores	Fornalha de grelha em degraus	50%
Tubos de água	" em forma de ferradura	60 "
" " "	" Ward	66 "

Tromp assinala que este valor de 66% é o maior por ele encontrado. Corresponde a um valor do coeficiente η de cerca de 0,99.

Em Cuba (ISJ, 1944, p. 235) considerava-se, na época da Segunda Guerra Mundial, que o rendimento total nunca ultrapassava 61,3% e que este índice só poderia ser obtido nas melhores instalações.

Em Queensland (FAS, 1931, p. 540), experiências assinaladas por Behne forneceram:

QUADRO 42.19

Rendimento das caldeiras

Modelo da caldeira	*kg de vapor por kg de bagaço*	*Rendimento total*
Semitubular	1,8	42 2%
Thompson	2,3	53,1 "
Babcock e Wilcox	2,4	56,2 "

Experiências mais recentes, assinaladas por Jenkins (Techn. Comm. Sug. Expt. Sta., 1938, n.º 1) e realizadas em uma caldeira com câmara de combustão grande e aquecedor de ar potente, levaram a 2,9 kg de vapor por kg de bagaço e um rendimento total de 68% do PCS. Jenkins fornece (QSSCT, 28.º, p. 96 e Journ. of the Instit. of Engineers, Austrália, janeiro-fevereiro 1961, p. 45) a seguinte escala:

QUADRO 42.20

Rendimento das caldeiras

	Rendimento total	
	Com PCS	*Com PCI*
Valor médio comum na Austrália	50%	60%
Instalações modernas	63 »	78 »
Instalações modernas bem operadas	65 »	80 »
Melhores valores observados	68 »	83 »

Kg de vapor por kg de bagaço. — O calor total necessário para produzir 1 kg de vapor é, de acordo com as condições existentes na usina:

QUADRO 42.21

Calor necessário para produzir 1 kg de vapor
(Temperatura da água de alimentação = 90°C)

Pressão de vapor	*Saturado ou superaquecido*	*Calor necessário*
6 kg/cm²	Saturado	569 kcal
8 »	»	572 »
10 »	»	574 »
10 »	250 °C	612 »
15 »	300 »	635 »
20 »	350 »	659 »
25 »	375 »	670 »
30 »	400 »	681 »

Em todos os casos a água de alimentação foi suposta a 90°C, temperatura normal, com a diferença de alguns graus, no tanque de alimentação, antes de entrar na caldeira ou no economizador.

A quantidade de calorias do bagaço utilizadas efetivamente e encontradas no vapor depende de 4 fatores principais:

w m η t (temperatura de expulsão dos gases)

Adotando os seguintes valores médios ou obteníveis:

$w = 0{,}48$ $\alpha = 0{,}98$

$\beta = 0{,}97$

$m = 1{,}4$ $\eta = 0{,}96$

obtêm-se para M_r e para o peso de vapor obtido por kg de bagaço os seguintes valores correspondentes:

QUADRO 42.22

Calorias transmitidas ao vapor por kg de bagaço e fator f = kg de vapor produzidos por kg de bagaço em função da temperatura t de expulsão da fumaça

($w = 0{,}48$; $m = 1{,}4$; $\alpha = 0{,}98$; $\beta = 0{,}97$; $\eta = 0{,}96$)

kg de vapor produzido a : M_p =	t = 150 °C *1 540 kcal*	180 °C *1 500 kcal*	200 °C *1 474 kcal*	250 °C *1 408 kcal*	300 °C *1 342 kcal*
6 kg/cm²-saturado	2,71 kg	2,64 kg	2,59 kg	2,47 kg	2,36 kg
8 „ - „	2,69 „	2,62 „	2,58 „	2,46 „	2,35 „
10 „ - „	2,68 „	2,61 „	2,57 „	2,45 „	2,34 „
10 „ -250 °C	2,52 „	2,45 „	2,41 „	2,30 „	2,19 „
15 „ -300 „	2,43 „	2,36 „	2,32 „	2,22 „	2,11 „
20 „ -350 „	2,34 „	2,28 „	2,24 „	2,14 „	2,04 „
25 „ -375 „	2,30 „	2,24 „	2,20 „	2,10 „	2 „
30 „ -400 „	2,26 „	2,20 „	2,16 „	2,07 „	1,97 „

Evidentemente, estas produções de vapor variam de acordo com as condições e, principalmente, com os 4 fatores indicados, porém, na maioria dos casos, o peso de vapor produzido por kg de bagaço continua compreendido entre 2 e 2,7 kg. Freqüentemente, está próximo a 2,25 kg.

Conforme a fibra da cana e as condições de funcionamento do setor das caldeiras, é possível dispor de 450 a 750 kg de vapor por TC, bastante freqüentemente 600 a 650 kg/TC.

Outros combustíveis

Devido a uma fibra insuficiente da cana, a um excesso de umidade no bagaço, a um rendimento insatisfatório das caldeiras ou ao desperdício de vapor, certas usinas não possuem bagaço suficiente para produzir todo o vapor necessário. Neste caso, precisam queimar um combustível complementar: lenha, carvão, óleo etc.

Lenha. — O PCI da celulose é bastante constante, sendo de cerca de 4 250 kcal/kg. Porém, o teor de água das várias madeiras varia muito, de acordo com a espécie (e mesmo a variedade) e o tempo decorrido após seu corte.

De acordo com Izart (p. 824):

Uma lenha muito seca contém	20% de água
Uma lenha seca	30% „ „
Uma lenha verde	40 a 50% „ „

Geralmente, consome-se a lenha comum com 30 a 40% de água. A fórmula (42.19, PCI, $s = 0$) pode ser aplicada à lenha, sem cometer um erro muito grande.

Certas lenhas são muito melhores do que outras, como combustível. A "Casuarina equisetifolia" contém, com idade igual, 5 a 10% de água a menos que a maioria das outras madeiras. Calcula-se aproximadamente:

Lenha comum, bastante seca	PCI = 2 500 kcal/kg
Casuarina equisetifolia bastante seca	PCI = 3 250 „

Na África do Sul (37º C. SASTA, p.17), calcula-se apenas 2 000 kcal/kg para a lenha. Na Austrália (ITCST, p. 446), G. H. Jenkins calcula 3 333 kcal/kg.

Carvão e óleo. — O PC destes dois combustíveis é:

Carvão	PCI = 6 a 8 000 kcal/kg
Óleo	PCI = 9 500 a 10 700 „

A diferença entre PCS e PCI é bastante pequena, com exceção do carvão com alto teor de hidrogênio.

O óleo apresenta a vantagem de poder ser queimado nas fornalhas de bagaço com queimadores especiais. Neste caso, a largura da fornalha na direção da chama e a qualidade dos tijolos refratários devem ser escolhidas de acordo.

Calcula-se (ITCST, p. 446; 37.º C. SASTA, p. 17):

Na África do Sul: 10 300 kcal/kg para o óleo e 6 600 para o carvão da província de Natal.

Na Austrália: 10 555 kcal/kg para o óleo e 6 100 para o carvão.

Melaço. — O PC do melaço, relacionado a 1 kg de matéria seca, é de:

PCI = 3 400 a 3 800 kcal/kg,	conforme	Noël Deerr (p. 471)
PCS = 3 800 „	„	Prinsen Geerligs (p. 328)
PCS = 4 250 „	„	Naus Bey (ISJ, 1938, p. 236).

Este valor corresponde a um PCI de 3 900 kcal/kg. Aproximadamente, é possível calcular para o melaço no estado natural:

$$PCI = (37\ B - 500)\ \text{kcal/kg} \qquad (42.51)$$

B = Brix do melaço.

Sob a condição de ser aquecido e diluído (esta condição é bastante lamentável, sob o ponto de vista calorífico), o melaço pode ser queimado em queimadores similares aos queimadores a óleo. Seu inconveniente é produzir quantidades de cinzas tão consideráveis que sua retirada, às vezes, apresenta um problema de solução bastante difícil.

A FORNALHA

Alimentação. — As antigas fornalhas de bagaço eram munidas dum chute retangular, um simples canal, que atravessa o domo da fornalha. Por este orifício, completamente aberto, o ar se precipitava juntamente com o bagaço. Não encontrava nenhuma resistência, ao contrário do ar de combustão, que deve chegar por baixo da grelha e atravessar a camada de bagaço. Esse ar, ao passar

pelo chute, passava diretamente à fornalha, melhorando pouco a combustão e aumentando muito o excesso de ar.

Para evitar este inconveniente, as fornalhas são munidas dum chute com alimentador rotativo de bagaço (42.9).

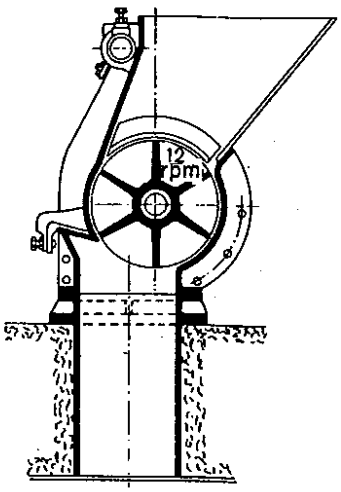


FIG. 42.9. — Alimentador rotativo para fornalha de bagaço.

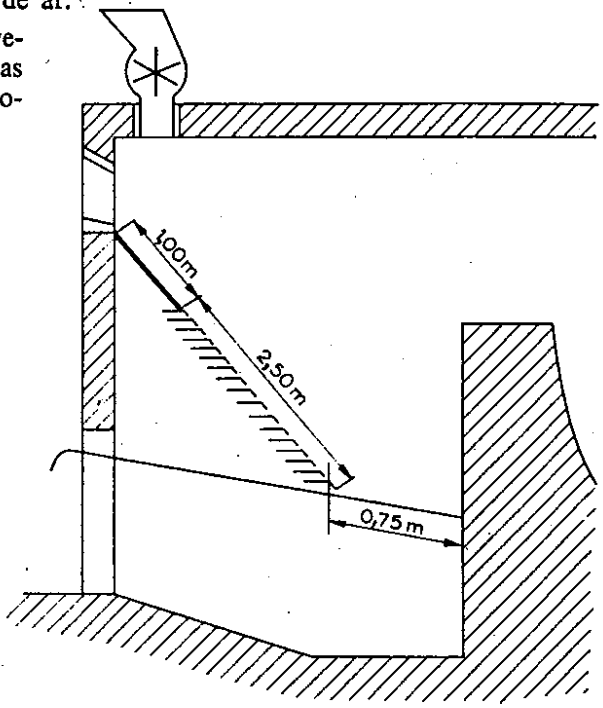


FIG. 42.10. — Grelha em degraus.

MODELOS DE FORNALHA

Há quatro modelos principais de fornalhas de bagaço:

1.º A fornalha com grelha em degraus.
2.º " " em forma de ferradura.
3.º " " Ward.
4.º " " com projetores-distribuidores.

1.º **Fornalha com grelha em degraus** (fig. 42.10). — A grelha é formada por pequenas placas de ferro fundido, dispostas em degraus. Sobre a horizontal sua inclinação deve ser de 52º, valor aconselhado pela Estação Experimental de Java, por Tromp (p. 275), e adotado pela maioria dos fabricantes.

A grelha compreende 3 partes:

a) A parte superior, ou soleira, sem degraus ou aberturas para a entrada de ar e sobre a qual o bagaço seca antes de passar sobre os degraus.

b) A grelha propriamente dita, correspondendo aos degraus. Certos fabricantes aumentam progressivamente o espaço entre os degraus, para proporcionar

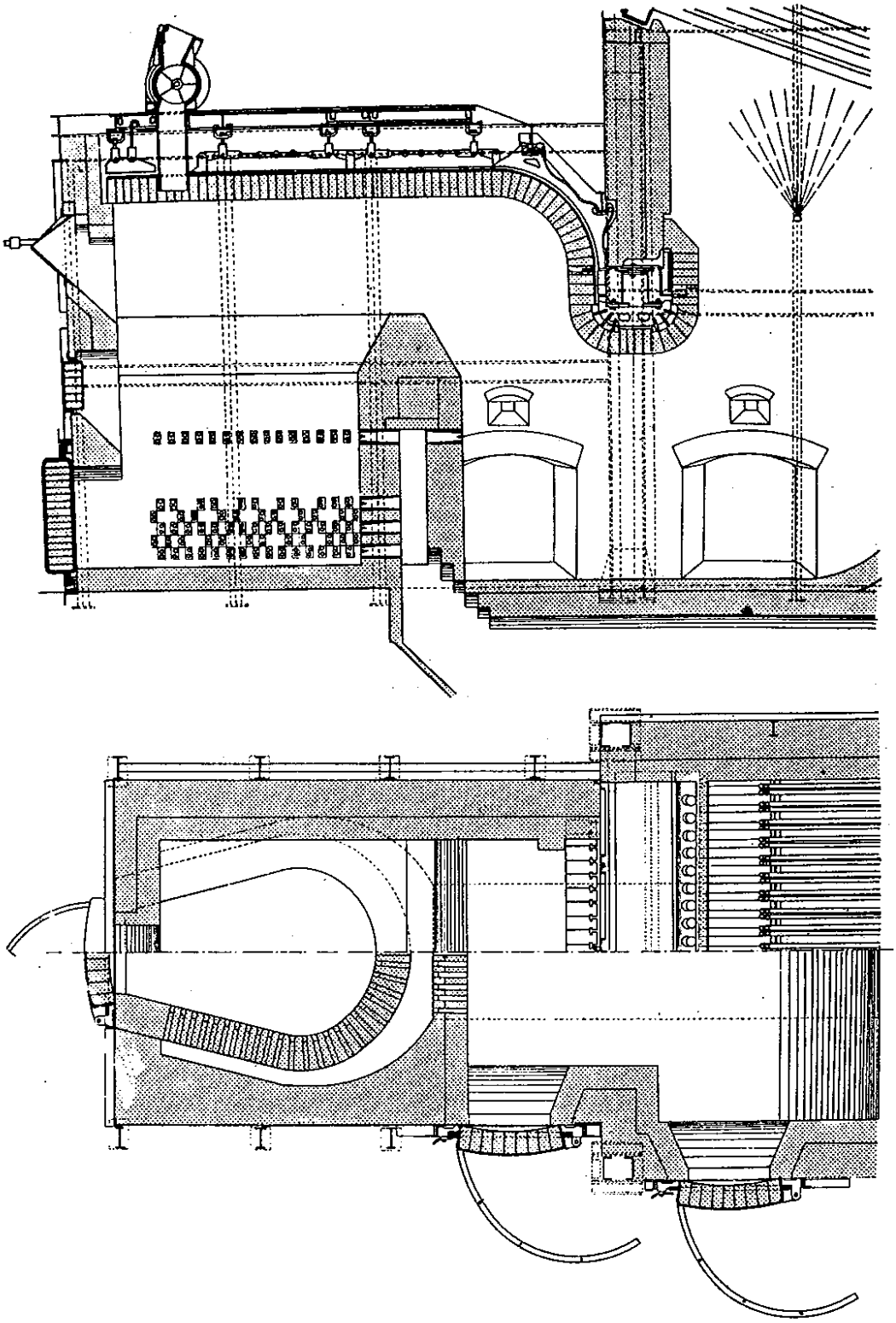


FIG. 42.11. — Fornalha em forma de ferradura (Cail).

a quantidade de ar que passa através do bagaço durante sua combustão. Geralmente o bagaço se inflama a partir dos primeiros degraus e queima após o primeiro terço do comprimento da grelha propriamente dita.

c) A parte com pouca inclinação, ou cinzeiro, na parte inferior, sobre a qual o bagaço acaba de queimar, transformando-se em cinzas, as quais caem entre as barras para o cinzeiro, instalado por baixo.

Alguns fabricantes instalam o cinzeiro horizontalmente, porém é melhor que tenha uma pequena inclinação. Tromp (p. 275) aconselha 20°. Os fabricantes franceses geralmente usam 15°.

Acima fornecemos (fig. 42.10) um exemplo das dimensões, que variam muito pouco vistas em corte, de fornalhas com degraus.

2.° **Fornalha em forma de ferradura** (fig. 42.11). — Este modelo de fornalha é também designado pelos anglo-saxões como fornalha Cook, ou como fornalha Horse-Shoe. É de fabricação mais recente e substituiu rapidamente a maioria das fornalhas com degraus.

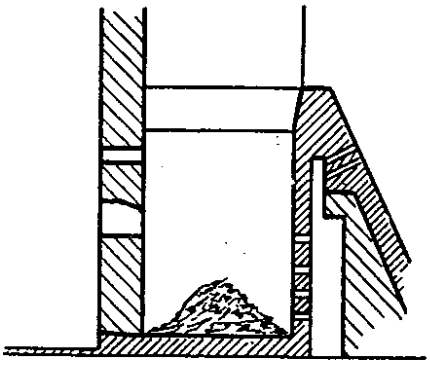


FIG. 42.12. — O cone de bagaço.

O bagaço cai diretamente do chute à fornalha, que apresenta a forma de uma ferradura. Ali forma um monte cônico (fig. 42.12), sobre o qual se sopra ar frio ou, preferivelmente, quente, por sopradores instalados em toda a volta da ferradura e mais numerosos na parte inferior. As cinzas acumulam-se no fundo da ferradura, cuja altura deve ser calculada de acordo.

A fornalha em forma de ferradura ocupa um pouco mais de espaço em altura que a fornalha com degraus, porém apresenta a vantagem de não necessitar suportes e barras de grelha. Permite uma combustão mais eficiente e fornece melhores resultados sob o ponto de vista do rendimento.

3.° **Fornalha Ward** (fig. 42.13). — Este modelo, de origem norte-americana, é muito parecido com a fornalha em forma de ferradura. A soleira é muito similar: às vezes possui uma placa de ferro fundido, que permite a circulação duma pequena proporção de ar e sobre a qual se instala uma fornalha oblon-

ga, com 3 fileiras de sopradores. O bagaço queima em um monte no meio da plataforma.

A originalidade desta fornalha está na sua parte superior e a vantagem na sua simplicidade. Com efeito, o inconveniente da fornalha de bagaço clássica está na obrigatoriedade de instalar uma antefornalha separada, para que o calor da fornalha se concentre sobre o bagaço em combustão, fazendo com que os gases quentes percorram um circuito complexo para alcançar a superfície de aquecimento fria, colocada "fora" da fornalha. Na fornalha Ward, coloca-se a fornalha diretamente sob a superfície de aquecimento e, para evitar que a

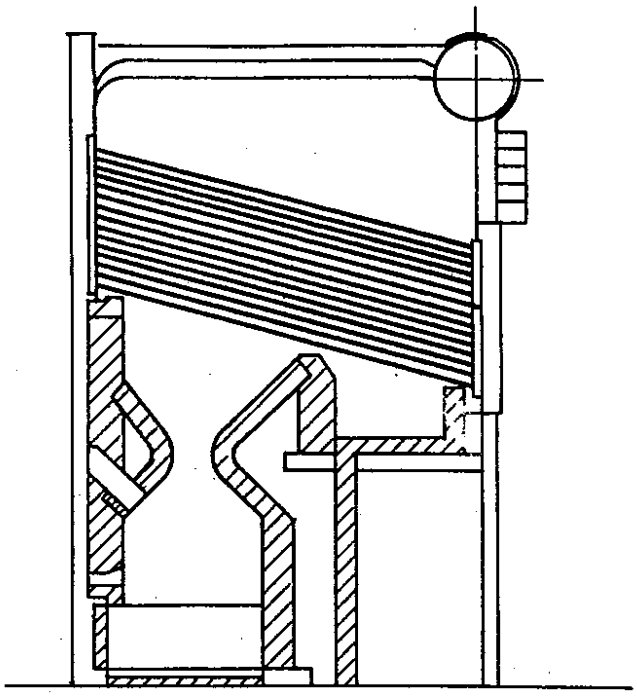


FIG. 42.13. — Fornalha Ward. Caldeira com tubos retos (Babcock e Wilcox).

combustão seja prejudicada, intercala-se, na maior parte do espaço vertical acima da fornalha, um pequeno domo inclinado que reflete o calor sobre o bagaço em combustão e a separa, ao mesmo tempo, de uma grande parte dos tubos frios.

Nas caldeiras com tubos retos, modelo Babcock ou Steinmuller, instalam-se dois pequenos arcos opostos (fig. 42.13) e o espaço entre os dois é de cerca de 50 cm sobre a largura da fornalha. Neste caso, uma pequena parte da superfície de aquecimento fica em frente ao monte de bagaço em combustão.

Nas caldeiras com tubos curvos, instala-se a primeira corrente de fogo no início da caldeira (fig. 42.14) e, como a superfície de aquecimento não está

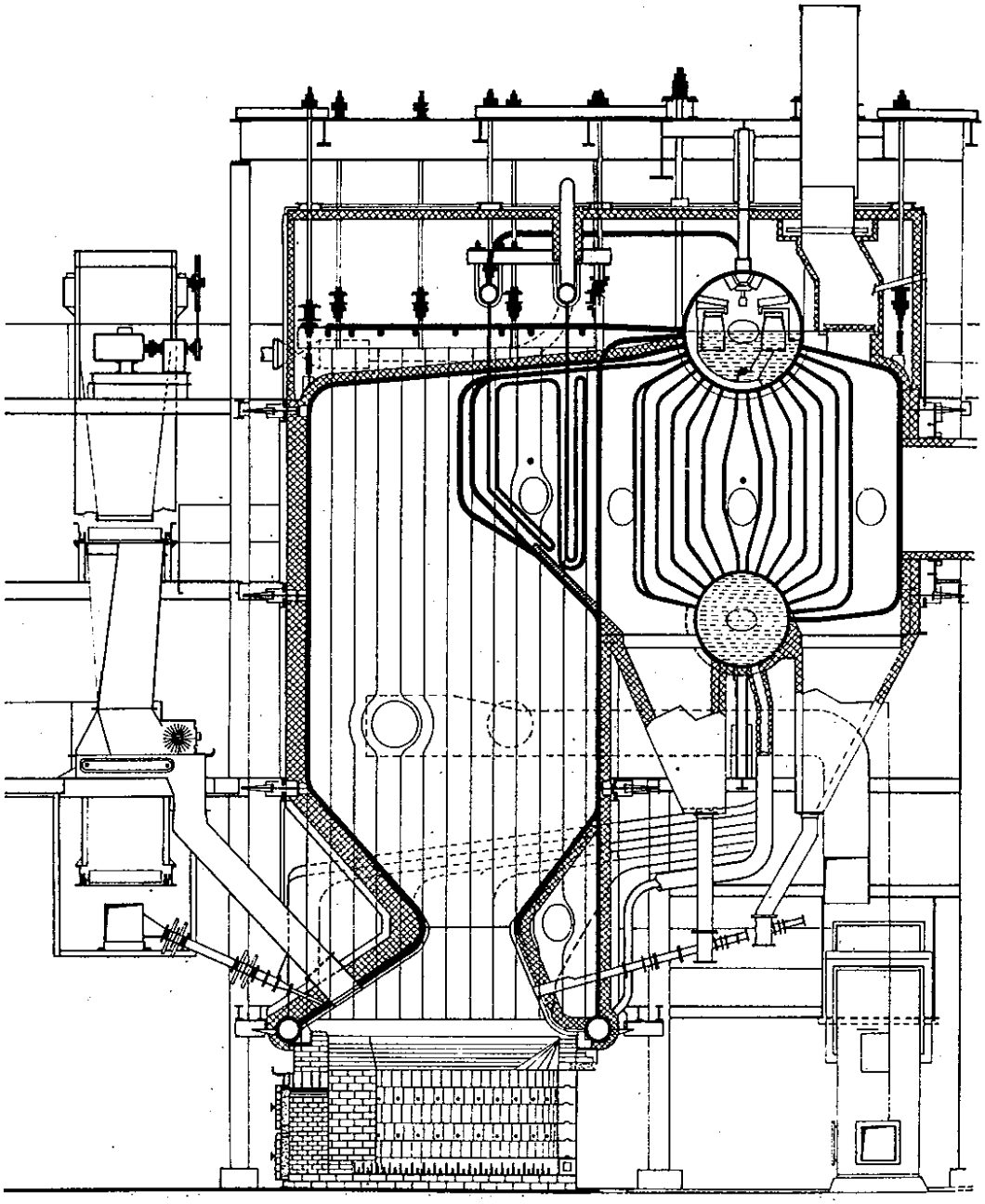


FIG. 42.14. — Caldeira com fornalha Ward. Tubos curvos (Babcock Atlantique).

exposta, às vezes um único pequeno arco é suficiente. Neste caso, o espaço entre este e a parede oposta é de cerca de 1 m.

Este estreitamento, principalmente no primeiro caso, ocasiona uma alta velocidade dos gases neste ponto e uma perda de carga notável. Apesar da simplificação da circulação dos gases, a fornalha Ward necessita, por este motivo, uma tiragem mais forte que a dos outros modelos de fornalha e, por causa do bagaço não queimado, leva a uma perda maior, de cerca de 5 a 6%.

Assim como a fornalha em forma de ferradura, também esta fornalha é muito indicada para o acoplamento com um aquecedor de ar.

Entre a plataforma e o domo calculam-se cerca de 4 m.

Da mesma forma, deixa-se um mínimo de 4,25 m entre a parte superior da ferradura e os tubos de fogo (caso das fornalhas com tubos retos, fig. 42.13) (TSJ, março 1969, p. 36). Isto é principalmente válido para as fornalhas Ward, mas também para as fornalhas em forma de ferradura.

A fornalha Ward ocupa um pouco mais de espaço em altura, porém o comprimento do conjunto fornalha-caldeira é bem menor e a economia de tijolos refratários é considerável. Os resultados obtidos foram satisfatórios e os rendimentos altos. Acredita-se ser possível reduzir o excesso de ar a 35 ou 40%, numa fornalha bem concebida.

4.º **Fornalha com projetores-distribuidores (Spreader-stoker)** (fig. 42.15). — É o modelo mais recente de fornalha. Não possui mais ferradura e é simplesmente constituída pela câmara situada entre os tubos de fogo, e uma grelha plana especial. Esta pode ser: *a*) fixa; *b*) com dobradiças múltiplas e basculamento manual das cinzas (fig. 42.15); *c*) mecânica, com descarga contínua das cinzas (fig. 42.31). Este último modelo é aconselhável às capacidades correspondentes ou superiores a 35 t/h de vapor (ISJ, agosto 1954, p. 222).

A alimentação de bagaço constitui o traço mais característico da fornalha com projetores-distribuidores (ou spreader-stoker). É efetuada, como nos dois precedentes, por meio dum chute bastante inclinado. Porém, quando este chute descarrega na fornalha, sopra-se ar sob pressão. Este ar chega por um tubo situado na parte de trás e penetra por uma fenda longitudinal, aberta em todo o comprimento da parte de baixo do chute, lançando violentamente o bagaço na fornalha e distribuindo-o, desta forma, na largura e na profundidade. O bagaço é secado e inflamado durante sua queda e os pedaços maiores terminam sua combustão sobre a grelha.

A quantidade de bagaço não queimado que cai no cinzeiro é melhor que aquela expulsa pela chaminé. Uma perda de 2,5% de bagaço não queimado é considerada normal ($\alpha = 0{,}975$).

Qualquer que seja o modelo de grelha, esta geralmente possui uma seção de passagem de ar de 3 a 5% em vez dos 25 a 40% das grelhas em degraus. A maior parte do ar de combustão é fornecida pelo ar sob pressão que lança o bagaço à fornalha.

Acredita-se que a fornalha com projetores-distribuidores permite reduzir o excesso normal de ar a 30% (em vez de 40-50%) e, conseqüentemente, melhora muito o rendimento.

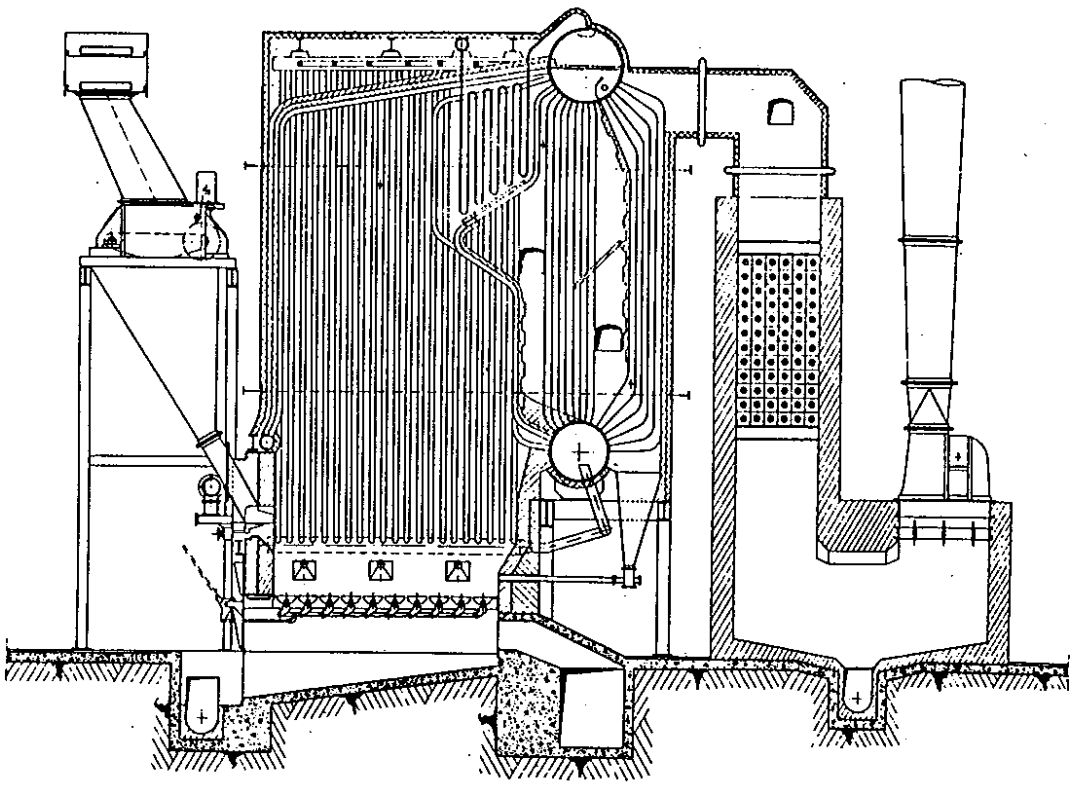


FIG. 42.15. — Caldeira Babcock Atlantique com projetores-distribuidores com grelha basculante, modelo BR 1.

Além disso, este modelo de fornalha proporciona uma velocidade de combustão muito maior que a dos outros modelos. Por exemplo, obtém-se 35 a 40 kg de vapor por hora e por m² de superfície de aquecimento da caldeira, em comparação com 25 a 30 kg/m²/h para as fornalhas em forma de ferradura ou Ward. Evidentemente, deve-se escolher o modelo de caldeira e dimensionar a câmara de combustão de acordo: é bom ficar por volta de 220 000 kcal/m³/h e não ultrapassar 350 000 kcal/m³/h.

Finalmente, a fornalha com projetores-distribuidores deixa pouca cinza, sua limpeza é fácil e não necessita de muitos tijolos, pois não possui nem domos nem antefornalha.

Cada projetor-distribuidor pode assegurar uma boa distribuição do bagaço sobre uma largura máxima de cerca de 1,20 a 1,50 m. Nas séries, quando se passa dum modelo com n projetores-distribuidores para um outro com $(n + 1)$, o preço por tonelada/hora de vapor produzido é sensivelmente alterado. Portanto, é conveniente escolher os modelos mais fortes para cada número de projetores.

Câmara de combustão

A fornalha é o espaço compreendido entre a grelha (ou o fundo da ferradura, para uma fornalha em forma de ferradura), as paredes laterais da fornalha, seu domo, sua parede da frente e o altar.

A câmara de combustão compreende a fornalha mais o espaço livre percorrido pelos gases entre a saída da fornalha e os tubos de fogo. Os cinzeiros, quando existem, não são incluídos.

Volume da câmara de combustão. — O volume da câmara de combustão deve ser proporcionado ao volume de gás necessário à combustão. Portanto, geralmente este volume é relacionado à quantidade de calorias liberadas por hora pela combustão utilizada (N_i).

Como existe uma certa relação entre a superfície de aquecimento da caldeira e a quantidade de vapor que pode produzir (cf. p. 988), o volume da câmara de combustão também pode ser relacionado à superfície de aquecimento da caldeira.

Noël Deerr (p. 469) calcula 30 a 90 dm^3 de câmara de combustão por m^2 de superfície de aquecimento e, de acordo com seus números, isto corresponderia a 100 000 a 300 000 kcal/h/m^3.

Tromp (p. 295) calcula 20 a 100 dm^3/m^2, sendo que os valores mais altos se referem aos índices de combustão mais elevados. Porém, em função das duas taxas de evaporação por ele indicadas, isto corresponderia a cerca de 300 000 a 700 000 kcal/h/m^3.

Em Cuba, calculam-se 40 a 50 dm^3/m^2. No Havaí, cerca de 75 dm^3/m^2. Estes valores não podem ser aplicados às fornalhas do modelo Ward.

Na Louisiana (TSJ, março 1957, p. 20), calculam-se 180 000 kcal/m^3/h para o bagaço, 220 000 para o óleo combustível e um máximo, mesmo para fornalha com paredes de água, de 270 000 kcal/m^3/h.

Para as fornalhas com projetores-distribuidores modelo Riley, Miller (FAS, abril 1954, p. 46) calcula um máximo de 350 000 kcal/m^3/h, porém aconselha ficar, como valor ótimo, por volta de 220 000, para melhorar o rendimento e diminuir a formação de fuligem.

Os fabricantes franceses prevêm 170 000 a 250 000 kcal/h/m^3 de câmara de combustão. Relacionando à superfície de aquecimento e calculando em dm^3 de câmara de combustão por m^2 de superfície de aquecimento, isto corresponde a cerca de 140 a 160 dm^3/m^2 de superfície dos tubos da parede de água.

Pelo que sabemos, os melhores resultados são obtidos com estes últimos valores; porém o volume da câmara de combustão é um valor relativamente flexível, o qual pode variar em limites bastante grandes.

O volume V da câmara de combustão é dado por:

$$V = \frac{B \cdot N_i}{200\,000} \qquad (42.52)$$

V = volume da câmara, em m³;

B = peso de bagaço queimado, em kg/hora;

N_i = PCI do bagaço, em kcal/kg.

Quando se relaciona o volume da câmara ao peso de vapor produzido, obtém-se, utilizando projetor-distribuidor, cerca de 4 a 5 m³ por t/h de vapor.

Dimensões da fornalha. — Todas as dimensões da fornalha são estabelecidas pela necessidade de respeitar as seguintes condições:

a) COMPRIMENTO DA CHAMA. — O percurso dos gases inflamados, entre a grelha e os tubos de fogo, deve ser, no mínimo, de 5 m e, preferivelmente, de 7 a 8 m. Não deve ultrapassar 10 m.

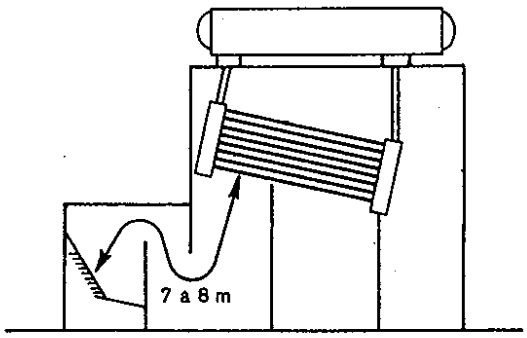


FIG. 42.16. — Comprimento da chama.

Com menos de 7 m e, principalmente, de 5 m, os gases não são completamente queimados à sua chegada sobre os tubos frios e o esfriamento repentino provocado pela passagem entre os tubos de água interrompe de vez a combustão, aumentando a proporção de CO e diminuindo o rendimento. Além disso, com menos de 5 m, as cinzas arrastadas ainda não estão completamente queimadas; aderem aos tubos e são, conseqüentemente, prejudiciais e perigosas (fig. 42.16).

Por outro lado, aumentando inutilmente o percurso das chamas, há aumento das perdas por radiação e entradas de ar, além da majoração do custo de instalação e da necessidade de espaço adicional.

b) LARGURA DA CALDEIRA. — Os vários modelos de caldeiras possuem, geralmente, uma superfície de aquecimento estabelecida por metro de largura de fornalha. Por exemplo, calcula-se para:

Caldeiras Cail-Steinmuller com cabeçais	110 m² por m de largura
Caldeiras Stirling com 3 coletores	135 „ „ „ „ „

Para as caldeiras modernas, é preferível calcular a capacidade em t/h de vapor a calculá-la em m² de superfície de aquecimento; obtém-se:

Caldeiras Babcock Atlantique em forma de ferradura modelo BC 1: 5 t/h de vapor/m de largura;

„ „ „ com projetores-distribuidores, modelo BR 1: 6 t/h de vapor/m de largura;

„ „ „ com projetores-distribuidores, modelo BR 3: 9 t/h de vapor/m de largura.

Para evitar uma forma complicada, que provocaria inconvenientes, a câmara de combustão deve ter a mesma largura interna que a caldeira e a fornalha, ou as fornalhas, devem ter uma largura igual, no máximo, à largura da câmara.

c) VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO. — Finalmente, o volume total da câmara de combustão deve respeitar as condições dadas na página 983.

Portanto, observa-se que o comprimento, a largura e o volume da câmara devem preencher certas condições, restando poucas alternativas ao projetista da fornalha. A condição menos obrigatória e mais flexível das três é ainda a do volume, que pode, sem grande inconveniente, ser bastante diferente dos valores indicados.

Ar secundário

Nas fornalhas modernas prevê-se, além do ar normal, ou "ar primário", que entra diretamente através da grelha, pelos sifões ou pelos sopradores-distribuidores, uma entrada de ar complementar, ou "ar secundário", atrás da parede do altar e, conseqüentemente, depois da fornalha propriamente dita. Este ar penetra por um pequeno conduto, instalado na parede do altar (figs 42.11 e 12).

A introdução deste complemento de ar de combustão tem a finalidade de garantir uma combustão completa, transformando em CO_2 o CO que pode ter ficado na fornalha após a combustão.

Geralmente, calculam-se 5 a 15% de ar secundário, em média 10%. Não há interesse em exagerar este complemento; se a combustão na fornalha é boa, isto é, se a temperatura de combustão é elevada, forma-se muito pouco CO e o excesso de ar não deve ser aumentado sem necessidade.

Fornalhas com domo suspenso

O forro das fornalhas antigas era feito de domos verdadeiros, formados por aduelas. Depois vieram as fornalhas com domo plano suspenso (fig. 42.11), modelo Fama, que são um pouco mais caras, porém são mais duráveis e sua manutenção é mais econômica. Na Louisiana, considera-se (TSJ, março 1957, p. 20) que, acima de uma altura de 3,60 m, também é interessante utilizar paredes com tijolos fixos suspensos, cujo peso não aumenta a pressão sobre os tijolos da parte inferior da fornalha.

Hoje em dia, as fornalhas são desenhadas praticamente sem partes horizontais, portanto sem domos, e estas fornalhas são as mais econômicas.

A GRELHA

Superfície de grelha. — Nas grelhas com degraus, a combustão efetuava-se sobre os degraus. A soleira que os precedia servia para liberar o bagaço de seu excesso de umidade, antes de chegar à grelha. O patamar do cinzeiro ajudava a completar a combustão e a utilizar as calorias provenientes da radiação do bagaço incandescente, antes da queda das cinzas no cinzeiro. A superfície de grelha propriamente dita é aquela obtida ao multiplicar a largura dos degraus pelo comprimento tomado ao longo da inclinação, entre o primeiro e o último degrau.

Nas fornalhas em forma de ferradura ou Ward, a superfície da grelha é aquela da soleira no interior da ferradura ou das paredes que circundam a ferradura.

Nas fornalhas com projetores-distribuidores, a superfície de grelha evidentemente é a superfície plana, que recebe o bagaço, da grelha basculante ou da parte superior da grelha giratória.

Peso de bagaço queimado por m² de grelha e por hora.

A taxa de aproveitamento duma grelha de fornalha é caracterizada pela quantidade de bagaço queimado sobre esta grelha por m² de superfície. Esta taxa será designada por β:

$$\beta = \frac{\text{peso de bagaço queimado por hora sobre a grelha}}{\text{superfície da grelha}} \qquad (42.53)$$

Esta taxa é interessante, porque, para obter uma boa combustão, é preciso proporcionar a superfície da grelha à quantidade de bagaço a ser queimada por hora. Se a tiragem fosse constante, o valor ótimo do peso β de bagaço queimado por m² de grelha e por hora seria determinado bastante facilmente. Porém, este valor aumenta rapidamente com a velocidade. Com outras palavras, a curva de eficiência da combustão em função da velocidade é muito retilínea e é possível obter uma combustão muito boa:

a) com tiragem fraca e taxa β fraca;

b) com tiragem forte e taxa β forte.

Por causa disto, constatam-se consideráveis divergências entre os autores sobre as taxas de combustão ótimas.

Habif (p. 77) assinala uma taxa correspondendo a $\beta = 425$ kg/m²/h.

Noël Deerr (p. 469) calcula cerca de 500 kg/m²/h.

Tromp (p. 278): 1 200 a 1 460 kg/m²/h.

Shillington (ISJ, 1939, p. 260): 1 460 kg/m²/h, também.

Admitimos como taxa ótima:

QUADRO 42.23

Taxas de combustão ótimas

Velocidades	baixas	β = 500 a 700 kg de bagaço por m² e por hora
„	médias	β = 700 „ 800 „ „ „ „ „ „
„	altas	β = 800 „ 1000 „ „ „ „ „ „

Contrariamente ao que se possa imaginar, estas taxas não variam com o modelo de grelha e são válidas tanto para uma grelha com degraus como para uma grelha giratória sob projetores-distribuidores. Com funcionamento forçado contínuo, as fornalhas com projetores-distribuidores trabalham com as taxas das velocidades médias acima e não deveriam ultrapassar 850 kg/m²/h.

TAXA DE EVAPORAÇÃO

Chama-se "taxa de evaporação" duma caldeira o peso de vapor seco que ela produz por m² de superfície de aquecimento e por hora. É designada pela letra τ.

Taxa de evaporação padrão. — Já foi visto (quadro 42.21) que a quantidade de calorias necessárias à produção de 1 kg de vapor não é sempre a mesma, dependendo da temperatura da água de alimentação das caldeiras e da pressão e do superaquecimento do vapor.

Para tornar estas taxas de evaporação comparáveis entre si, os ingleses e os norte-americanos relacionam a quantidade de vapor produzida àquela obtida no caso da água de alimentação estar a 100°C e da evaporação se produzir à pressão atmosférica ("from and at 212°F"). Com outras palavras, consideram a quantidade de kcal contida em 1 kg de vapor produzido, dividem este número por 538,9 (calor latente a 100°C) e multiplicam, a seguir, o peso de vapor fornecido por m² de superfcie de aquecimento pelo coeficiente assim obtido.

Pelo contrário, as condições francesas padronizadas são: água de alimentação a 0°C, vapor a 100°C. Com outras palavras, os franceses substituem o divisor 538,9 pelo divisor 638,9. Este valor apresenta a vantagem de se aproximar melhor da quantidade de calor fornecida ao kg de vapor, na prática industrial (cf. quadro 42.21).

EXEMPLO. — Seja uma caldeira recebendo água de alimentação a 90°C e produzindo por hora e por m² de superfície de aquecimento 36 kg de vapor a 30 kg/cm² de pressão, superaquecido a 400°C.

Cada kg de vapor recebeu, então, 681 kcal (cf. quadro 42.21). A taxa de evaporação padrão é:

a) Taxa inglesa:

$$\tau'_0 = 36 \times \frac{681}{538,9} = 36 \times 1,264 = 45,5 \text{ kg/m}^2/\text{h}.$$

b) Taxa francesa:

$$\tau_0 = 36 \times \frac{681}{638,9} = 36 \times 1.066 = 38,4 \text{ kg/m}^2\text{/h}.$$

Observa-se que a taxa inglesa, para ser comparável à taxa francesa, deve ser multiplicada por:

$$\frac{538,9}{638,9} = 0,8435 \qquad (42.54)$$

Se o vapor produzido é úmido, evidentemente é necessário levar em conta a quantidade menor de calor que foi fornecida a cada kg de vapor.

Nas considerações seguintes, as taxas de evaporação indicadas serão ou as taxas francesas padronizadas ou taxas corrigidas (τ_0), ou ainda as taxas reais obtidas na prática (τ).

Taxas de evaporação médias. — As antigas caldeiras semi-tubulares forneciam cerca de $\tau_0 = 12$ kg/m²/h de vapor.

Todas as caldeiras de tubos de água podem evaporar 18 kg/m²/h em funcionamento normal, porém as caldeiras com 2 circulações não podem, em funcionamento forçado contínuo, chegar às mesmas taxas das caldeiras com 3 circulações. Em funcionamento forçado contínuo, é possível calcular:

QUADRO 42.24

Taxas de evaporação

Caldeiras	*Recuperadores*	*Fornalhas*	*Taxas* τ_0
Tubos retos, 2 circulações	Economizador ou aquecedor de ar	Com grelhas em degraus	22 kg/m²/h
„ „ 3 „	Economizador ou aquecedor de ar	Em ferradura ou Ward	32 „
„ curvos verticais	Economizador e/ou aquecedor de ar	Projetor-distribuidor	36 „

Com economizador e aquecedor de ar amplamente dimensionados, é possível alcançar 40 kg/m²/h em τ_0.

Em todas estas considerações, quando se fala da superfície de aquecimento das caldeiras, consideram-se as superfícies dos tubos das paredes de água e dos tubos do feixe tubular, mas não as superfícies de superaquecedor, economizador ou aquecedor de ar, os quais auxiliam a vaporização final, porém numa medida bem menor.

Quando se força uma caldeira, modificando sua tiragem, é possível calcular aproximadamente que a taxa de evaporação varia proporcionalmente à raiz quadrada da tiragem, calculada em milímetros de água.

RELAÇÃO ENTRE A SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO E A SUPERFÍCIE DA GRELHA

Esta relação é designada por σ:

$$\sigma = \frac{\text{superfície de aquecimento } S \text{ da caldeira}}{\text{superfície } s \text{ da grelha}} \tag{42.55}$$

Seja:

B = peso de bagaço queimado, em kg/h;

Q = peso de vapor fornecido, em kg/h.

Deve-se obter:

$$B \cdot M_v = 638{,}9Q \tag{42.56}$$

M_v = fração do PC do bagaço que se encontra no vapor, dada pela fórmula (42.29), em kcal/kg.

Porém:

$$B = \beta \cdot s$$

e

$$Q = \tau_0 \cdot S$$

Donde:

$$\sigma = \frac{S}{s} = \frac{\beta \cdot M_v}{638{,}9\tau_0} \tag{42.57}$$

Adotando valores médios:

$$\beta = 750 \text{ kg/m}^2\text{/h}, \qquad M_v = 1\,475 \text{ kcal/kg}, \qquad \tau_0 = 30 \text{ kg/m}^2\text{/h},$$

observa-se que σ é de cerca de 50 a 75.

Em fornalhas com projetores-distribuidores σ é próximo a 50.

Aliás, não é conveniente atribuir uma importância excessiva a σ. Os valores interessantes são os de τ_0 e β. Para produzir o peso de vapor que a usina necessita, é preciso ter uma certa superfície de caldeiras, correspondendo a um valor conveniente da taxa de evaporação τ_0. Para obter esta quantidade de vapor, com o rendimento normal das caldeiras, é preciso queimar um certo peso de bagaço e, conseqüentemente, instalar a superfície de grelha necessária, após a escolha duma taxa de combustão β conveniente. Portanto, trabalha-se com uma certa superfície de caldeiras S e uma certa superfície de grelhas s. Porém, havendo necessidade de modificar S, sem modificação do peso de bagaço queimado, não é necessário modificar s na mesma proporção, para manter um certo valor de σ. Pelo contrário, conseguindo assim a superfície s satisfatória, é melhor conservá-la.

Com outras palavras, não há interdependencia nítida entre S e s: estas duas superfícies devem corresponder a certas normas relativamente independentes.

FORNALHA EM FORMA DE FERRADURA

Serão examinados os pontos característicos dos principais modelos de fornalhas.

Peso de bagaço queimado por metro quadrado. — Calculando para a superfície da fornalha a superfície plana do fundo, situada no interior da ferradura, esta fornalha fornece uma taxa de combustão bem superior à da grelha com degraus. Tromp (p. 278) indica 2 200 a 3 200 kg/m²/h de bagaço. Os fabricantes franceses preferem basear-se em 1 300 a 1 800 kg/m²/h, em média, 1 500 kg/m²/h, e consideram taxas de 2 200 kg/m²/h como máximas.

A capacidade de combustão de bagaço da fornalha em ferradura é proporcional ao seu perímetro, e não à sua superfície interna. É um dos motivos pelos quais o peso de bagaço queimado por m² varia muito (TSJ, março 1969, p. 36).

Conforme se observa pelos dois grupos de valores indicados, esta taxa pode ser modificada pela variação da tiragem ou do sopramento, em proporções superiores às da fornalha com grelha em degraus. É uma fornalha mais flexível.

Rendimento. — Esta fornalha também alcança temperaturas e rendimentos superiores. Além disso, apresenta a vantagem considerável de proporcionar uma cinza rica em potássio e bem pulverizada.

Altura. — Como não possui cinzeiros e como a cinza se acumula no fundo, a fornalha precisa de altura maior. Uma profundidade total de 4,50 a 5m, entre o domo e o fundo, não é demasiada. Não deve ser inferior a 3 m.

A fornalha propriamente dita, isto é, a ferradura, deve ter uma profundidade de cerca de 2,50 m, no mínimo 2 m.

Tiragem. — A tiragem deve ser calculada amplamente, para que, em funcionamento forçado, os jatos de ar dos sopradores possam penetrar profundamente no cone de bagaço incandescente. Caso contrário, o bagaço seria queimado de modo incompleto, ou a combustão seria deficiente, com formação de CO, porque neste modelo de fornalha o ar não tem outro meio de atingir o combustível.

Velocidade do ar nos sopradores. — A seção total dos sopradores deve ser calculada para que a velocidade média do ar esteja entre 15 e 20 m/s. Não deve ser inferior a 15 m, para que os sopradores não se obstruam.

Os sopradores devem estar situados principalmente na parte inferior da fornalha em ferradura: 85 a 90% nos primeiros 30 a 40 cm a partir de baixo e o restante em uma só linha a 90 ou 130 cm de altura (TSJ, março 1969, p. 37).

FORNALHA WARD

Peso de bagaço queimado por m². — Normalmente, calcula-se 1 000 a 1 200 kg/m²/h. Excepcionalmente é possível chegar a 1 500 kg/m²/h, porém, neste caso, uma grande quantidade de partículas de bagaço são arrastadas pela chaminé sem serem queimadas.

FORNALHAS COM PROJETORES-DISTRIBUIDORES

Peso de bagaço queimado por m². — Alcança-se 2 500 a 3 000 kg/m²/h, porém a maioria dos fabricantes fica por volta de 800 kg/m²/h. É aconselhável não ultrapassar 850 kg/m²/h.

SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO

A superfície de aquecimento inclui a superfície dos tubos do feixe tubular da caldeira e, quando existem, dos tubos da parede de água.

Deve-se observar que estes dois setores da superfície de aquecimento não são perfeitamente comparáveis, quanto à proporção de calor absorvido; se este calor fosse transformado em kg de vapor, os tubos de feixe tubular teriam uma capacidade aproximada de 25 kg/m²/h de vapor; enquanto os tubos da parede de água, instalados verticalmente e em uma só camada, expostos à irradiação total da fornalha, alcançariam 65 kg/m²/h (relacionando o calor absorvido à sua superfície tubular total). Sem tubos da parede de água, todo o calor da fornalha chegaria ao superaquecedor e aos tubos de feixe tubular, e a vaporização destes seria, evidentemente, superior.

A superfície de aquecimento necessária em uma usina, por TCH, depende de três fatores:

a) O consumo de vapor da usina por TC. Pode variar dum máximo de 750 kg/t, em uma usina mal equipada e produzindo açúcar branco, até um mínimo de 350 kg/t, em uma usina moderna, fabricando demerara, com evaporação sob pressão ou termocompressor. Geralmente varia de 450 a 550 kg/TC.

b) O modelo de caldeira utilizado, cuja taxa de evaporação normal será mais ou menos elevada.

c) O funcionamento mais ou menos forçado destas caldeiras.

Como é útil deixar uma margem de segurança, instala-se preferivelmente uma superfície de aquecimento correspondente ao funcionamento normal.

Se:

A = moagem da usina, em TCH,
Q = necessidades de vapor da usina, em kg/TC.
τ = taxa de evaporação das caldeiras, em kg/m²/h,
S = superfície de aquecimento das caldeiras, em m²,

obtém-se:

$$AQ = \tau \cdot S \tag{42.58}$$

donde:

$$S_s = \frac{S}{A} = \frac{Q}{\tau} \tag{42.59}$$

S_s = superfície de aquecimento específica, em m²/TCH.

Adotando $Q = 450$ kg/TC e $\tau = 30$ kg/m²/h, obtém-se: $S_s = 15$ m²/TCH. É bom guardar em reserva caldeiras mais velhas, para não ter que parar a usina, quando ocorre um problema em uma das caldeiras em serviço. Por isso, muitas usinas ficam por volta de $S_s = 20$ m²/TCH, para não serem obrigadas a acender a caldeira de reserva.

Radiação e convecção. — Quando, nas caldeiras com projetores-distribuidores, os tubos das paredes de água ocupam cerca de 40% da superfície das paredes laterais (por exemplo, tubos verticais de 76 mm com passo de 185 mm, caso das caldeiras Babcock Atlantique), calcula-se que 27 a 28% do calor total desenvolvido na fornalha é absorvido por radiação direta.

Distribuição do calor absorvido. — Em uma caldeira moderna, do modelo da figura 42.15, o calor utilizável é distribuído da seguinte maneira:

	Superfície tubular relativa	*Proporção de calor aborvida*
Parede de água da fornalha	12%	34%
Superaquecedor	6 „	15 „
Feixe tubular vaporizador	37 „	38 „
Economizador	45 „	13 „
	100%	100%

SUPERAQUECIMENTO E SUPERAQUECEDORES

Emprego do vapor superaquecido. — O emprego do vapor superaquecido é indispensável quando a energia necessária à usina é fornecida por um turbo-alternador. Muitas vezes adota-se vapor à pressão e temperatura seguintes:

QUADRO 42.25

Características do vapor de alta pressão produzido na usina

Seja: 18 kg/cm²	325 a 350 °C
„ 25 „	350 „ 375 „
„ 30 „	375 „ 400 „

Porém, o vapor superaquecido também é interessante para as máquinas a vapor: evita ou diminui as perdas por condensação e o esfriamento pela parede e elimina os riscos de golpes de água nas máquinas.

Entretanto, um superaquecimento exagerado causa problemas às válvulas de distribuição e às gaxetas das máquinas e dificulta a lubrificação. Por isso deve-se, neste caso, limitar-se a um superaquecimento de 25 a 50°C. São as seguintes as temperaturas que não devem ser ultrapassadas nas máquinas a vapor (Izart, p. 908):

QUADRO 42.26

Temperaturas máximas admissíveis de superaquecimento

Máquinas a vapor com gaveta plana	250 °C
„ „ „ „ circular tipo Corliss	275 „
„ „ „ distribuição por válvulas ou com distribuidor cilíndrico	300 „

Portanto, não há nenhum inconveniente em alcançar a temperatura de 225°C e é prudente manter-se neste valor. Observando esta condição, é vantajoso empregar os 50°C de superaquecimento máximo, aconselhados acima.

Limite do superaquecimento. — Com o aço carbono não é possível ultrapassar 425°C nos tubos dos superaquecedores. Com aços especiais, é possível atingir e ultrapassar 500°C, porém este último limite é pouco interessante na fabricação do açúcar de cana.

Superaquecedores

Os superaquecedores são cambiadores de temperatura, instalados no circuito dos gases quentes. Geralmente são colocados em um espaço livre qualquer, na proximidade dos tubos (figs. 42.14 e 15).

Recebem vapor saturado ou um pouco úmido, vindo do corpo cilíndrico da caldeira, cedendo-o superaquecido ao coletor geral de vapor das caldeiras.

Geralmente são constituídos por tubos com seção pequena e forma igual, tendo várias curvas e sendo intercalados entre 2 coletores.

Na França, a superfície de aquecimento dos superaquecedores é medida na parte externa dos tubos. Isto é importante, pois, devido ao pequeno diâmetro e à espessura dos tubos, há uma diferença considerável entre suas superfícies externa e interna.

Cálculo dos superaquecedores. — Há 2 equações principais:

$$M = \alpha PC(T_1 - T_2) = p(1 - x)r + pc(T - t) \qquad (42.60)$$

M = quantidade de calor transmitida pelo superaquecedor, em kcal/h;
α = coeficiente $\leqslant 1$, geralmente 0,90;
P = peso de gás que passa sobre o superaquecedor, em kg/h;
C = calor específico destes gases (fórm. 42.45, p. 968);
T_1 = temperatura dos gases à entrada do superaquecedor;
T_2 = „ „ „ „ saída do superaquecedor;
p = peso de vapor a ser superaquecido, em kg/h;
x = título do vapor chamado saturado (0,80 a 0,98, geralmente);
r = calor latente de vaporização, à pressão da caldeira, em kcal/kg (quadro 42.1);
c = calor específico médio do vapor saturado, entre t e T^0 (quadro 42.2);
t = temperatura do vapor saturado, à pressão da caldeira;
T = temperatura de superaquecimento desejada ou obtida.

$$M = kS\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{T + t}{2}\right) \qquad (42.61)$$

k = coeficiente de transmissão, em kcal/m²/°C/h, variando de 50 a 65, de acordo com a velocidade e a temperatura dos gases quentes. Geralmente, adota-se 55 a 60;

S = superfície de aquecimento do superaquecedor, em m².

Eliminando M entre (42.60) e (42.61), obtém-se:

$$S = \frac{p(1-x)r + pc(T-t)}{k\left(\frac{T_1+T_2}{2} - \frac{T+t}{2}\right)} \qquad (42.62)$$

TÍTULO. — Observa-se que a influência das gotículas de água arrastadas pelo vapor $p(1-x)r$ constitui, freqüentemente, a maior parte do calor a ser fornecido ao vapor.

Antes do superaquecimento, o título do vapor é, geralmente, de 0,96 a 0,98. Na fabricação do açúcar de cana, às vezes assinalam-se vapores com 18% de umidade ($x = 0{,}82$). Portanto, é prudente medir x ou calculá-lo amplamente.

LOCALIZAÇÃO DOS SUPERAQUECEDORES. — Nas caldeiras com tubos retos inclinados, o superaquecedor é instalado no circuito dos gases, após a primeira passagem do feixe tubular e antes da segunda, acima dos tubos. A temperatura dos gases, neste ponto, é então de cerca de 600 a 700°C. Nas caldeiras com tubos verticais e com dois balões é, freqüentemente, instalado antes dos tubos: então recebe os gases quentes, cuja temperatura é de 800 a 1 000°C. Com efeito, estes gases conduzem todo o calor que restou após o calor absorvido por irradiação pelos tubos da parede de água.

Projeto de superaquecedor. — Apliquem-se as fórmulas precedentes a um caso concreto.

Caldeira com capacidade de produção de vapor	50 t/h	
Pressão da caldeira	30 kg/cm²	($t = 235$°C)
Umidade do bagaço	48%	($w = 0{,}48$)
Açúcar no bagaço	2%	($s = 0{,}02$)
Excesso de ar utilizado	40%	($m = 1{,}4$)
Temperatura da água de alimentação	90°C	
Temperatura de superaquecimento desejada	400°C	(T)
Título do vapor chamado saturado	98%	($x = 0{,}98$)
Temperatura dos gases no ponto em que será localizado o superaquecedor	900°C	(T_1)
Temperatura dos gases à saída da caldeira	225°C	
Coeficiente de perda de calor por bagaço não queimado	$\alpha = 0{,}975$	
Coeficiente de perda de calor por radiação	$\beta = 0{,}975$	
Coeficiente de perda por combustão deficiente	$\eta = 0{,}97$	
Calcular o superaquecimento a ser instalado nesta caldeira.		

CALOR TOTAL A SER FORNECIDO POR KG DE VAPOR (quadro 42.2):

Calor total no vapor em 30 kg/cm²-400°C	771	kcal/kg
Calor total na água de alimentação	90	"
		"
Calor a ser fornecido por kg de água	681	"

CALOR SENSÍVEL PERDIDO NA CHAMINÉ (fórm. 42.47):

$$q = [(1 - w)(1{,}4m - 0{,}13) + 0{,}5]t = [(0{,}52 \times 1{,}83) + 0{,}5]225 = 327 \text{ kcal/kg}$$

CALOR DISPONÍVEL POR KG DE BAGAÇO (fórm. 42.49):

$$M_v = (4\,250 - 1\,200s - 4\,850w - q)\alpha\beta\eta$$

$$M_v = (4\,250 - 24 - 2\,328 - 327)0{,}975 \times 0{,}975 \times 0{,}97 = 1\,450 \text{ kcal/kg}$$

PESO DE VAPOR FORNECIDO POR KG DE BAGAÇO QUEIMADO:

$$\frac{1\,450}{681} = 2{,}13 \text{ kg de vapor por kg de bagaço}$$

PESO TOTAL DE BAGAÇO A SER QUEIMADO:

$$B = \frac{50\,000}{2{,}13} = 23\,475 \text{ kg/h.}$$

PESO DE GÁS. Tem-se (fórm. 42.29):

$$P_g = 5{,}76(1 - w)m + 1 = 5{,}193 \text{ kg/kg de bagaço.}$$

Ao todo:

$$P = 5{,}193 \times 23\,475 = 121\,900 \text{ kg/h.}$$

TEMPERATURA DOS GASES À SAÍDA DO SUPERAQUECEDOR. — Das equações (42.60), deduz-se:

$$T_2 = T_1 - \frac{p}{\alpha PC}[(1 - x)r + c(T - t)] \qquad (42.63)$$

$$T_2 = 900 - \frac{50\,000}{0{,}90 \times 121\,900 \times 0{,}32}[(0{,}02 \times 428) + 0{,}567(400 - 235)]$$

$$T_2 = 900 - 145 = 755\,^{\circ}\text{C}$$

Deduziu-se C da fórmula (42.45) e c do quadro (42.13).

Para c também é possível aplicar a fórmula:

$$(H_2O) \qquad c = 0{,}468 + 0{,}000\,311t \qquad (42.64)$$

c = calor específico do vapor de água à temperatura t.

CÁLCULO DE S. — A superfície de aquecimento do superaquecedor a ser instalado é, então (fórm. 42.62):

$$S = \frac{50\,000[(0{,}02 \times 428) + 0{,}567(400 - 235)]}{55\left(\frac{900 + 755}{2} - \frac{400 + 235}{2}\right)} = 182 \text{ m}^2$$

SEÇÃO DE PASSAGEM. — O superaquecedor deve oferecer ao vapor uma seção de passagem suficiente para que a velocidade do vapor, que se supõe estar à temperatura média $\frac{T + t}{2}$, seja de cerca de 20 m/s (10 a 40 m/s).

Para conseguir esta velocidade, que deve ser alcançada, geralmente é preciso subdividir o superaquecedor em um certo número de feixes tubulares ou seções percorridas em série pelo vapor.

VALOR DE T_1. — Quando não se conhece a temperatura dos gases no lugar do superaquecedor, é possível medi-la, ou obtê-la por um cálculo similar àquele dos aquecedores (nos quais os gases representam o papel do vapor de aquecimento do aquecedor e a água da caldeira o papel do caldo), baseado na fração da superfície de aquecimento da caldeira já em contato com os gases antes de alcançar o ponto em que se deseja instalar o superaquecedor.

O valor de T_1 deve estar entre 500 e 700°C para as caldeiras com tubos retos, entre 800 e 1 000°C para as caldeiras com tubos verticais curvos e paredes de água; isto é, escolhe-se um lugar para o superaquecedor em que a temperatura dos gases de combustão esteja compreendida entre estes limites.

REGRA EMPÍRICA. — Quando se empregam temperaturas de superaquecimento mais altas à medida que a pressão do vapor aumenta, conforme o sugerem os valores indicados pelo quadro 42.25 (é um princípio lógico), evita-se o cálculo do superaquecedor para as caldeiras com tubos retos e, freqüentemente, é suficiente empregar para seu caso a seguinte regra empírica: a superfície de aquecimento do superaquecedor deve ser 1/3 da superfície da caldeira:

$$s = \frac{S}{3} \tag{42.65}$$

s = superfície de aquecimento do superaquecedor;

S = superfície de aquecimento da caldeira.

Temperatura de superaquecimento fornecida por um superaquecedor. — PROBLEMA. — Possuindo um superaquecedor, deseja-se saber qual a temperatura que pode ceder ao vapor em certas condições de funcionamento.

Conserva-se a nomenclatura precedente:

Neste caso S é dada e deseja-se conhecer T_2 e T.

Elimina-se M entre as equações (42.60) e (42.61); substitui-se T_2 por seu valor (42.63) e soluciona-se em relação a T. Segue-se:

$$T = \frac{\frac{kS}{2}(2T_1 - t) + p[ct - r(1 - x)]\left(\frac{Sk}{2\alpha PC} + 1\right)}{\frac{kS}{2} + pc\left(\frac{kS}{2\alpha PC} + 1\right)} \tag{42.66}$$

que fornece a temperatura procurada.

Manutenção dos superaquecedores. — Devido à sua forma complicada, não é possível limpar os tubos do superaquecedor. Ora, as gotículas de vapor úmido levadas ao superaquecedor são completamente vaporizadas em seu interior. Portanto, as matérias dissolvidas que poderiam ser introduzidas na caldeira com a água de alimentação encontram-se no superaquecedor.

Assim, é preciso ter muito cuidado para não deixar entrar numa caldeira com superaquecedor nenhuma água que possa conter açúcar ou outras matérias em dissolução.

Se o superaquecedor se incrusta com um depósito de carbono ou com uma espécie de açúcar caramelizado, sua seção de passagem diminui e, conseqüentemente, sua vazão, assim como também seu coeficiente de transmissão do calor. Neste caso, só resta substituir os tubos e tomar todas as precauções para que este acidente não se repita.

ECONOMIZADORES

Na fabricação do açúcar de cana, a água de alimentação das caldeiras geralmente está a uma temperatura de cerca de 90°C. Portanto, a temperatura de saturação que a água na caldeira deve atingir para ser transformada em vapor varia, de acordo com a pressão utilizada, entre 164°C (6 kg/cm²) e 236°C (31 kg/cm²). Portanto, há uma grande margem de temperatura a ser completada na caldeira. Esta margem corresponde a uma parte importante do calor total a ser fornecido à água. Supondo a água de alimentação a 90°C, segue a fração representada por este calor sensível para 4 casos típicos:

QUADRO 42.27

Fração do calor total representada pelo calor sensível a ser fornecido à água (t_0 = 90°C)

Pressão de vapor	*Superaquecimento*	*Temperatura de saturação*	*Calor total*	*Calor sensível*
6 kg/cm²	Saturado	164 °C	569 kcal/kg	76 kcal/kg = 13 %
10 „	„	183 „	574 „	96 „ = 17 „
25 „	375 °C	225 „	670 „	141 „ = 21 „
30 „	400 „	235 „	681 „	154 „ = 23 „

Os gases de combustão deixam a caldeira a uma temperatura ainda relativamente elevada e, geralmente, superior à temperatura de saturação. Este calor sensível dos gases é perdido pela chaminé. Isto deu origem à idéia de utilizá-lo para aumentar a temperatura da água de alimentação e diminuir, desta forma, a quantidade de calor a ser fornecida ao vapor na caldeira.

Este é o princípio do economizador. É um cambiador de calor instalado no trajeto dos gases que saem da caldeira e no qual se faz circular a água de alimentação da caldeira, entre a bomba de alimentação e a caldeira.

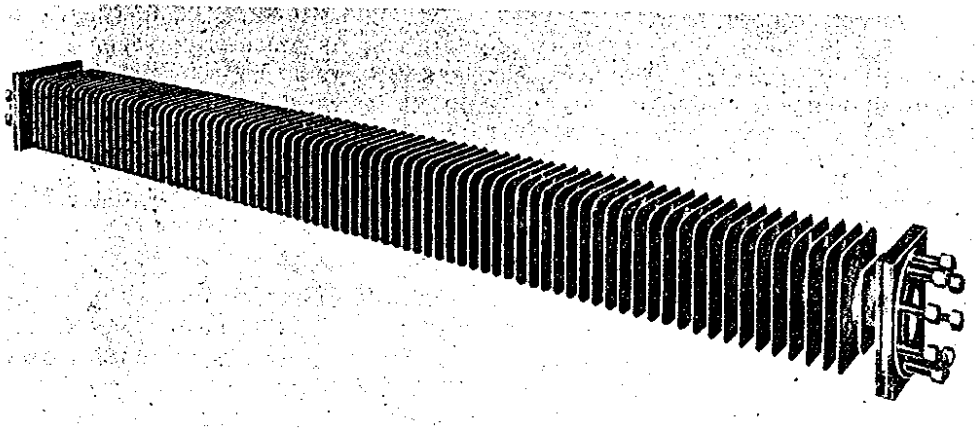


FIG. 42.17. — Tubo de economizador com aletas.

Geralmente, é constituído por tubos, muitas vezes dotados de aletas (fig. 42.17), nos quais circula a água em série. São dispostos em feixe tubular, sendo que a água passa dum tubo ao outro por meio duma curva de 180°.

Os economizadores pôdem ser instalados de duas maneiras:

a) **Economizador geral.** — Quando se instala um único economizador, para toda a usina, geralmente é instalado no canal da chaminé (fig. 42.18). Então, às vezes, prevê-se a circulação dos gases, de modo a fazê-los passar através do economizador em trabalho normal ou, ainda, diretamente pelo canal da chaminé, a fim de permitir a limpeza do economizador.

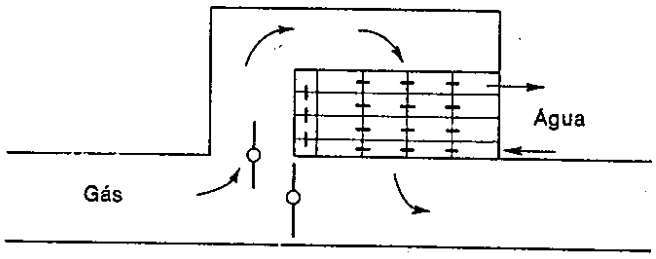


FIG. 42.18. — Economizador geral, instalado no canal da chaminé.

b) **Economizadores individuais.** — Geralmente, prefere-se instalar um economizador individual para cada caldeira. Neste caso, são instalados no último trajeto dos gases de combustão que deixam a caldeira (fig. 42.15 e 19).

Cálculo dos economizadores

Há 2 equações principais:

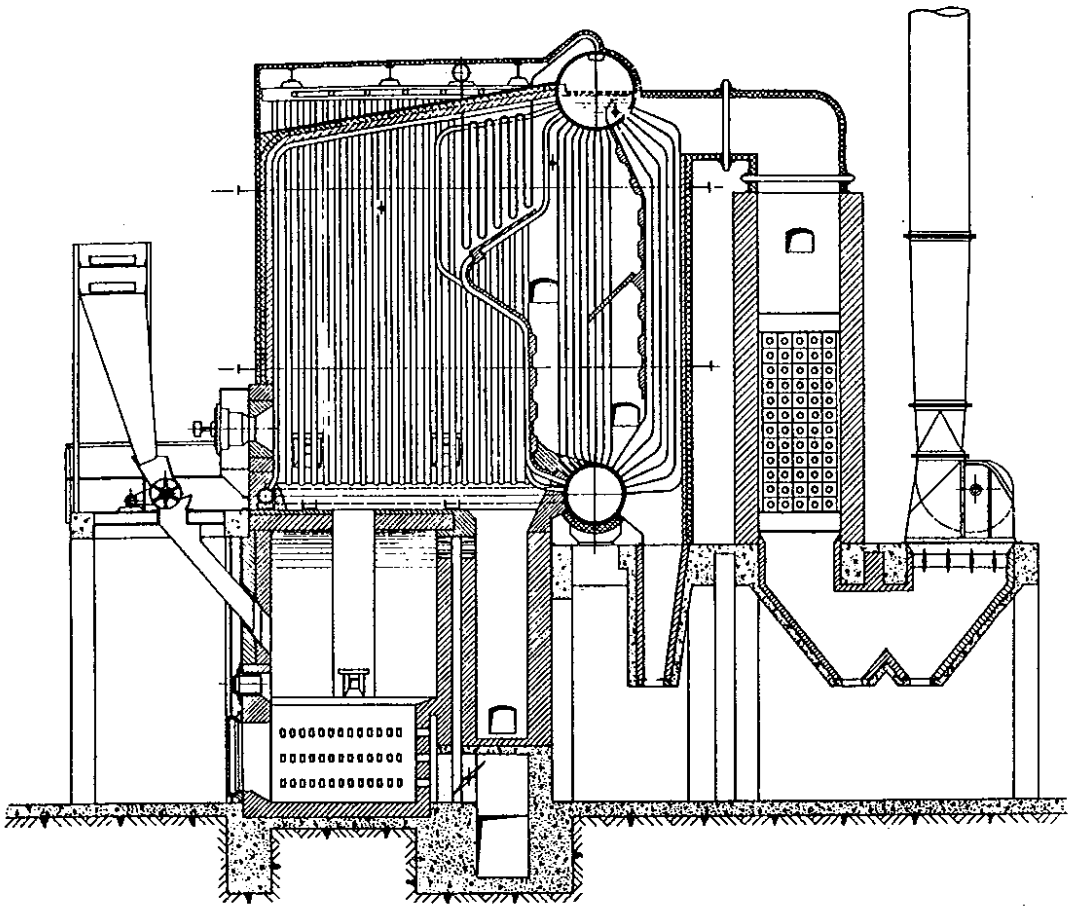


FIG. 42.19 — Caldeira Babcock Atlantique com fornalha em forma de ferradura, modelo BC 1.

$$M = \alpha PC(T_0 - T) = pc(t - t_0) \qquad (42.67)$$

M = quantidade de calor transmitida pelo economizador, em kcal/h;
α = coeficiente $\leqslant 1$, geralmente compreendido entre 0,92 e 0,96; muitas vezes é de 0,95;
P = peso de gás que passou no economizador, em kg/h;
C = calor específico dos gases;
T_0 = temperatura dos gases à sua entrada no economizador;
T = " " " " " saída do economizador;
p = peso de água a ser aquecido, em kg/h;
c = calor específico da água $\neq 1$;
t_0 = temperatura de entrada da água no economizador;
t = " " saída da água do economizador.

$$T - t_0 = (T_0 - t) \cdot e^{-\frac{k(1-r)S}{\alpha PC}} \qquad (42.68)$$

k = coeficiente de transmissão do economizador em kcal/m²/°C/hora, geralmente compreendido entre 10 e 35, de acordo com a limpeza externa dos tubos, a velocidade da água nos tubos e dos gases em volta dos tubos e a temperatura dos gases. Em média, adota-se 20 a 30;

S = superfície de aquecimento do economizador, em m²;

r = a relação:

$$r = \frac{\alpha PC}{pc} = \frac{t - t_0}{T_0 - T} \qquad (42.69)$$

A segunda equação (42.68) estabelece-se ainda:

$$S = \frac{\alpha PC}{k(1-r)} \cdot \mathrm{L} \frac{T_0 - t}{T - t_0} \qquad (42.70)$$

Lembra-se que $\mathrm{L}\, x = 2{,}3 \log x$.

Eliminando αPC entre (42.67) e (42.70), também se obtém:

$$M = kS \cdot \frac{(T_0 - t) - (T - t_0)}{\mathrm{L} \frac{T_0 - t}{T - t_0}} \qquad (42.71)$$

PRIMEIRO PROBLEMA. — *Controle duma instalação existente.* — Determinação do coeficiente de transmissão k.

Dados: PC; pc; T_0; T; t_0; t; S.

Incógnita: k.

De (42.70), deduz-se:

$$k = \frac{\alpha PC}{S(1-r)} \cdot \mathrm{L} \frac{T_0 - t}{T - t_0} \qquad (42.72)$$

SEGUNDO PROBLEMA. — *Projeto de economizador.* — Determinação da superfície de aquecimento.

Dados: PC; pc; T_0; t_0 e a temperatura desejada t.

Incógnitas: T; S.

De (42.67), deduz-se:

$$T = T_0 - \frac{pc(t - t_0)}{\alpha PC} = T_0 - \frac{t - t_0}{r} \qquad (42.73)$$

Donde se obtém S pela fórmula (42.70), em que se adota $k = 15$ a 25.

Exemplo numérico. — Deve-se instalar um economizador em uma caldeira possuindo as mesmas condições que aquela do projeto do superaquecedor da

página 994; porém sem economizador. Como o peso de gás se calcula da mesma maneira, toma-se como base o valor P encontrado (p. 995). Supõe-se que se tem, então:

Produção de vapor da caldeira		50 t/h
Temperatura dos gases à saída dos feixes tubulares de vaporização	T_0	= 350°C
Temperatura da água de alimentação	t_0	= 90°C
Temperatura da água de alimentação desejada (saída do economizador)	t	= 165°C
Peso dos gases de combustão (calculado, p. 995)	P	= 121 900 kg/h

CÁLCULO DE T. — Tem-se (fórm. 42.69):

$$r = \frac{\alpha PC}{pc} = \frac{0{,}95 \times 121\,900 \times 0{,}285}{50\,000} = 0{,}66$$

C foi calculado pela fórmula (42.45); e:

$$T = 350 - \frac{165 - 90}{0{,}66} = 236\ ^\circ\text{C}$$

CÁLCULO DE S. — Neste caso, segue-se (fórm. 42.70):

$$S = \frac{0{,}95 \times 121\,900 \times 0{,}285}{25(1 - 0{,}66)} \times 2{,}3 \log \frac{350 - 165}{236 - 90} = 3\,883 \times 2{,}3 \times 0{,}10282 = 918\ \text{m}^2$$

Variação de $(t - t_0)$ em função de S. — É interessante procurar em que proporção t varia, isto é, $(t - t_0)$, quando se faz variar S.

Adotando as seguintes condições, consideradas padrão:

Umidade do bagaço	w	= 0,48
Excesso de ar	m	= 1,4
Consumo de vapor por TC		450 kg/t
Temperatura dos gases à saída dos feixes tubulares vaporizadores	T_0	= 320°C
Temperatura da água no tanque de alimentação	t_0	= 90°C

e procurando a superfície de economizador que corresponde à moagem de 100 TCH, obtém-se a curva da fig. 42.20.

Evidentemente, esta curva é exponencial e demonstra que não há interesse em procurar obter um aumento demasiado da temperatura: isto exigiria uma superfície de aquecimento enorme, que seria menos rentável. Com 1 800 m² obtém-se 100°C de aquecimento; com a metade desta superfície, ou seja 900 m², obtém-se 70°C, ou seja, 70% deste aquecimento. Para alcançar cada um dos 10 primeiros graus são precisos cerca de 10 m², enquanto, para aumentar de 1°C entre 90 e 100°C de aquecimento, são necessários 35 m².

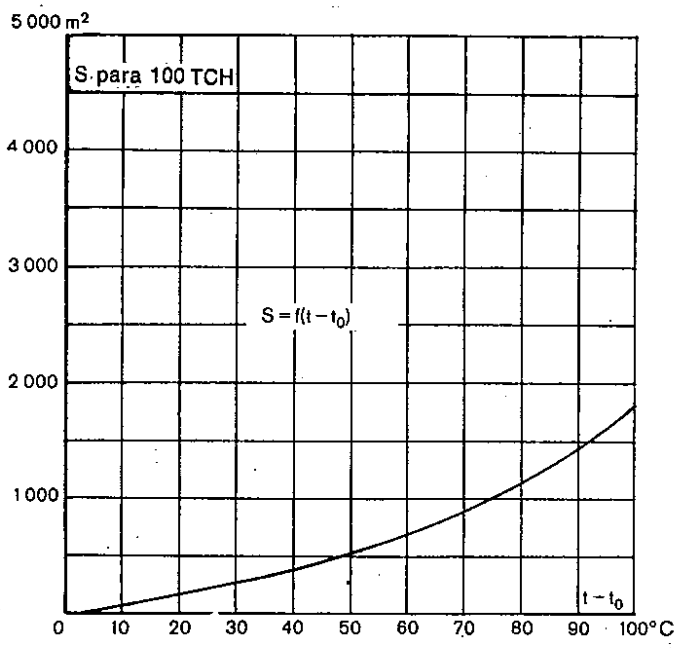


FIG. 42.20. — Aumento da temperatura da água em função da superfície do economizador.

Margem de segurança

De outro lado, os economizadores são, geralmente, de ferro fundido, para diminuir a ação corrosiva da fumaça e das cinzas. Portanto, é necessário evitar a evaporação da água no economizador, que não foi feito para este fim. É preciso conservar uma margem de segurança entre a temperatura t da água à saída do economizador e a temperatura de vaporização correspondendo à pressão de funcionamento da caldeira.

Von Pritzelwitz (ISJ, 1941, p. 143) aconselha 40°C. Eigenhuis, 20°C. Acreditamos ser prudente não descer a menos de 30°C.

Pressão

Considera-se que a pressão dum economizador deve ser superior em 20% à da caldeira (T.I., p. B. 125.2). Esta margem não é imposta pela lei, a qual, entretanto, limita o diâmetro interno dos tubos a um máximo de 100 mm.

Relação r

É a relação $(t - t_0)/(T_0 - T)$ entre o aumento de temperatura da água e a perda de temperatura dos gases. Varia entre 0,6 a 0,8, isto é, a água ganha cerca de 0,7°C quando os gases perdem 1°C.

Economia máxima

A economia máxima que se pode obter com um economizador é representada pela fração do calor total do vapor correspondente ao calor sensível, conforme é dada, por exemplo, no quadro 42.27, subtraindo-lhe o calor correspondente à margem de segurança a ser observada.

Portanto, depende da pressão do vapor. Adotando os superaquecimentos do quadro 42.27 e conservando uma margem de segurança de 30°C, a economia máxima é de cerca de:

QUADRO 42.28

Economia máxima realizável por economizador
(Margem de segurança = 30°C. Água de alimentação a t_0 = 90°C)

Pressão de vapor	*Superaquecimento*	*Temperatura de saturação*	t_M	*Calor total*	*Calor sensível recuperável*	*Fração recuperável do calor total*
6 kg/cm²	Saturado	164 °C	134 °C	569 kcal/kg	44 kcal/kg	8 %
10 »	»	183 »	153 »	574 »	64 »	11 »
25 »	375 °C	225 »	195 »	670 »	108 »	16 »
30 »	400 »	235 »	205 »	681 »	119 »	17 »

Velocidades

Os economizadores são geralmente determinados para as seguintes velocidades:

a) Água: 0,5 a 1 m/s, preferivelmente 0,50 a 0,60 m/s.

b) Gás: 4 » 7 » » 5 » 6 »

São estes os valores que fornecem os melhores compromissos entre as condições ótimas de transmissão calorífica e as das perdas de carga aceitáveis.

Variação do coeficiente de transmissão com a velocidade da fumaça. — O coeficiente k de transmissão de calor dos tubos de ferro fundido com aletas varia com o diâmetro interno do tubo e a velocidade média da fumaça (fig. 42.21).

Os dois modelos principais encontrados na fabricação do açúcar de cana são:

a) O economizador Eco-France, com aletas quadradas com alvéolos na zona morta; tubos de 80 mm de diâmetro interno e 15 mm de espessura, superpostos em fileiras horizontais e colunas verticais. A superfície é de 2,50 m² por metro de comprimento de tubo com aleta. As curvas apresentam o mesmo diâmetro que os tubos.

b) O economizador Green, modelo ER 45, com aletas hexagonais alongadas; tubos de 70 mm de diâmetro interno, dispostos em quincôncio. A super-

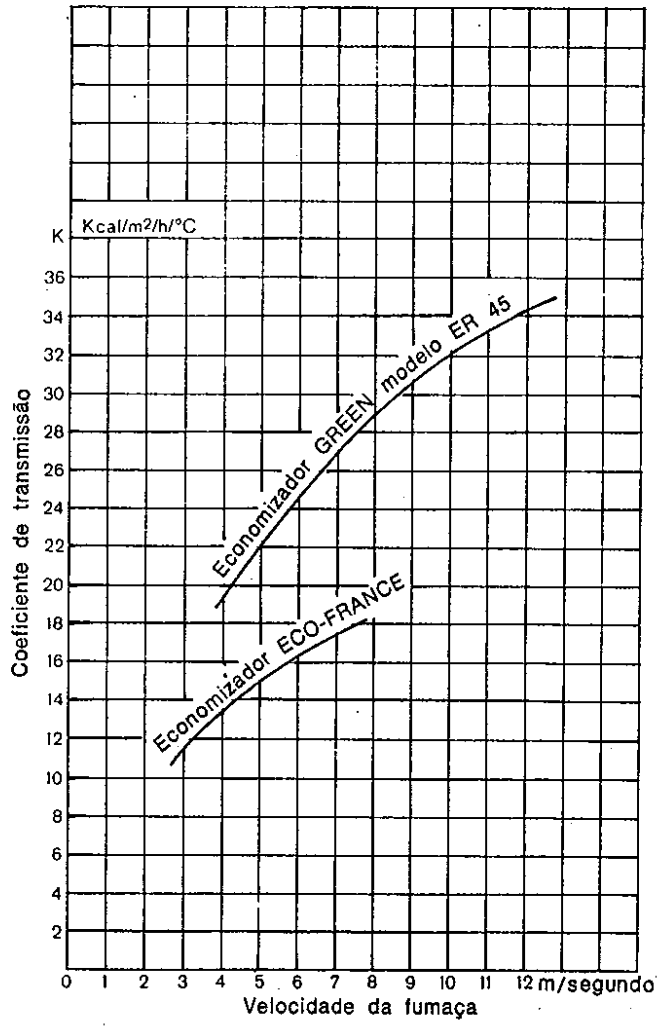


FIG. 42.21. — Variação do coeficiente de transmissão com a velocidade da fumaça.

fície é de 1,38 m² por metro de comprimento com aletas. As curvas apresentam um diâmetro menor que o do tubo. Este economizador ocupa muito mais espaço, porém seu coeficiente de transmissão é alto.

Quando um economizador possui curvas com diâmetro menor que o dos tubos, fica água ao longo da geratriz inferior de cada tubo, quando é esvaziado, causando uma oxidação rápida. Neste caso é melhor deixá-lo cheio na entressafra.

AQUECEDORES DE AR

Além do economizador ainda existe um outro aparelho que permite recuperar uma parte do calor sensível dos gases de combustão ainda quentes que se encaminham à chaminé. No lugar de fazer absorver este calor pela água de alimentação das caldeiras, é absorvido pelo ar empregado para a combustão na fornalha. Este aparelho é denominado aquecedor de ar.

Modelos de aquecedores de ar

Os três modelos principais são:

a) Os aquecedores de ar tubulares.
b) „ „ „ „ de placas (fig. 42.22).
c) „ „ „ „ regeneradores.

Os dois primeiros modelos são cambiadores comuns de temperatura. Sua única diferença é a superfície de intercâmbio de calor, constituída em um modelo por tubos e no outro por placas de chapa.

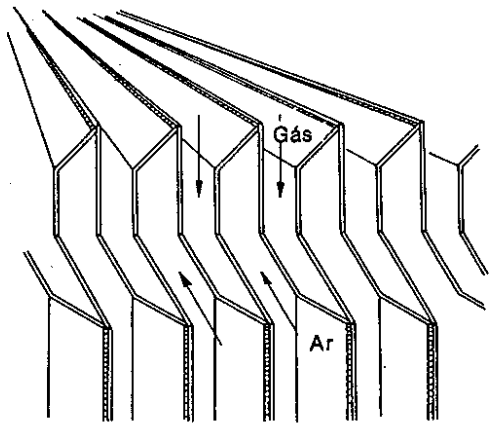


FIG. 42.22. — Aquecedor de ar de placas.

O terceiro modelo baseia-se em um princípio diferente: os gases e o ar passam alternativamente em canais da chaminé contendo tijolos empilhados: estes se aquecem com a passagem dos gases e transmitem o calor armazenado, quando os gases são substituídos pelo ar. Também é possível fazer passar uma massa que absorve o calor, da corrente de gás ao conduto de ar e inversamente. O rendimento destes recuperadores é bastante fraco, porém apresentam a vantagem de não estarem sujeitos à corrosão e não necessitarem de limpeza. Pelo que sabemos, não são utilizados nas usinas de açúcar.

A expressão "aquecedor de ar" é reservada aos recuperadores metálicos dos dois primeiros modelos.

Os aparelhos metálicos só podem ser utilizados quando a temperatura dos gases é inferior a 500°C. Acima desta temperatura, os tubos e as paredes, mesmo de ferro fundido, ficariam rapidamente imprestáveis.

Os aquecedores de ar tubulares são fabricados com tubos de aço comum ou cromo-cobre, com dimensões de 51,5 × 57 mm. Os gases passam nos tubos e o ar em volta. A superfície dos tubos e das paredes planas é, muitas vezes, multiplicada, pelo emprego de aletas. Como na extremidade fria quase sempre há corrosão, os aquecedores tubulares apresentam a vantagem de que a substituição dum tubo é muito mais fácil que a duma placa, porque as placas são

soldadas entre si. Como os coeficientes de intercâmbio de calor são parecidos, não se fabricam mais aquecedores de ar de placas.

Como os fluidos dos dois lados da superfície de intercâmbio de calor são gases, a superfície é calculada de acordo com o diâmetro médio dos tubos, quando se trata de aquecedores de ar tubulares, isto é, é calculada de acordo com a média entre os diâmetros interno e externo.

Cálculo dos aquecedores de ar

Neste caso, as equações são exatamente as mesmas que para os economizadores (42.67 a 71), em que p, c, t e t_0 se aplicam ao ar, em vez de à água.

RELAÇÃO r. — Em um aquecedor de ar:

a) A quantidade de fumaça é superior à quantidade de ar (porque $P_g = P_a + 1$)

b) O calor específico da fumaça é superior ao do ar ($C > c$).

Conseqüentemente, apesar do coeficiente α, a relação:

$$r = \frac{\alpha PC}{pc} = \frac{t - t_0}{T_0 - T} \tag{42.74}$$

é superior a 1. Varia entre 1,2 e 1,6, mais freqüentemente entre 1,3 e 1,4. Isto é, quando a fumaça cede 1°C, o ar aumenta de 1,3 ou 1,4°C.

Observa-se que, se:

$$r = \frac{t - t_0}{T_0 - T} > 1$$

também se segue que:

$$\frac{T - t_0}{T_0 - t} > 1$$

de forma que a expressão de S (42.70) possui sempre o sinal $+$. Com efeito, é possível estabelecer:

$$S = \frac{\alpha PC}{k(1 - r)} \cdot \mathrm{L}\frac{T_0 - t}{T - t_0} = \frac{\alpha PC}{k(r - 1)} \cdot \mathrm{L}\frac{T - t_0}{T_0 - t} \tag{42.75}$$

porque $\mathrm{L}\frac{a}{b} = -\mathrm{L}\frac{b}{a}$.

É preciso efetuar as mesmas mudanças de sinal nas equações (42.71) e (42.72).

VALOR DE α. — Para os aquecedores de ar metálicos com circulação metódica, é possível adotar um valor compreendido entre 0,92 e 0,95 para o coeficiente α.

VALOR DE k. — O coeficiente de transmissão do calor no aquecedor de ar possui o mesmo valor que no economizador.

Tromp (p. 290) indica: $k = 10$ kcal/m²/°C/h.

Clayton (ISJ, 1939, p. 389) assinala, em função da velocidade da fumaça:

Velocidade da fumaça:	5 m/s	10 m/s
k	9 kcal/m²/°C/h	16 kcal/m²/°C/h

Geralmente, calcula-se $k = 15$ a 20 kcal/m²/°C/h, bastante freqüentemente 18 kcal/m²/°C/h.

VELOCIDADES. — Geralmente, utilizam-se as seguintes velocidades:

a) Ar: 3 a 8 m/s, geralmente 5 a 7 m/s, calculadas em relação ao ar frio. Para o ar quente utiliza-se uma seção maior, de modo a obter a mesma velocidade, ou uma velocidade um pouco maior.

b) Gás: 5 a 12 m/s, geralmente 10 a 12 m/s.

Sc. et Techniques (n.º 23, 15 de maio de 1975) fornece os seguintes valores:

Velocidade dos gases	4	6	8	10	m/s
Velocidade do ar	6	8	10	12	„
k_m	8	10,5	11,5	12,5	kcal/m²/°C/h
Perda de carga do lado do gás	4	7	13	20	mm de CE
Perda de carga do lado do ar	8	13	20	30	„ „ „

Projeto de aquecedor de ar. — Deseja-se estabelecer a superfície de aquecimento dum aquecedor de ar metálico com circulação metódica.

Dados: PC; pc; T_0; t_0 e a temperatura desejada t.

Incógnitas: T; S.

EXEMPLO NUMÉRICO. — Determina-se esta superfície para o caso seguinte:

Deseja-se instalar um aquecedor de ar em uma caldeira apresentando as mesmas condições que aquela do projeto do superaquecedor (p. 994) e do projeto do economizador (p. 1000), porém sem este economizador. Como o peso de gás é sempre calculado da mesma maneira, também agora se utiliza o valor P encontrado (p. 995). Portanto, supõe-se:

Produção de vapor da caldeira		50 t/h
Temperatura dos gases à saída dos feixes tubulares de vaporização	$T_0 =$	350°C
Temperatura do ar ambiente	$t_0 =$	30 „
Temperatura do ar quente desejado	$t =$	200 „
Peso dos gases de combustão	$P =$	121 900 kg/h

Deve-se calcular a superfície do aquecedor de ar.

SOLUÇÃO. — Supõe-se que estes dados sejam, pois, correspondentes aos constatados antes da instalação do aquecedor de ar. É lógico que o aquecedor de ar é calculado com a finalidade de melhorar as condições de funcionamento:

a) Redução do excesso de ar de 40 a 36%: $m = 1{,}36$.

b) Aumento da temperatura dos gases à saída da caldeira de 350 a 360°C.

Estas duas modificações deixam o peso de bagaço em $B = 23\,400$ kg/h e o peso dos gases em $P = 118\,700$ kg/h.

CÁLCULO DE *p*. — Da mesma maneira o peso de ar necessário é (fórm. 42.28):

$$P_a = 5{,}76(1 - w)m = 5{,}76 \times 0{,}52 \times 1{,}36 = 4{,}073 \text{ kg/kg de bagaço}$$

ou seja, um total de:

$$p = 4{,}073 \times 23\,400 = 95\,300 \text{ kg/h.}$$

CÁLCULO DE *T*. — Tem-se:

$$r = \frac{0{,}93 \times 118\,700 \times 0{,}287}{95\,300 \times 0{,}24} = 1{,}385$$

C foi calculado pela fórmula (42.45). O valor de *c* varia pouco com a temperatura, conforme se observa facilmente pelas colunas N_2 e O_2 do quadro (42.13) e, no cálculo dum aquecedor de ar, não se comete um erro considerável adotando sempre $c = 0{,}24$.

$$T = T_0 - \frac{t - t_0}{r} = 360 - \frac{200 - 30}{1{,}385} = 237\ ^\circ\text{C}$$

CÁLCULO DE *S*. — Adotando para o coeficiente de transmissão o valor $k = 18$ kcal/m²/°C/h, obtém-se:

$$S = \frac{0{,}93 \times 118\,700 \times 0{,}287}{18(1{,}385 - 1)} \times 2{,}3 \log \frac{237 - 30}{360 - 200}$$

ou:

$$S = 4\,571 \times 2{,}3 \times 0{,}11185 = 1\,176 \text{ m}^2$$

VARIAÇÃO DE $(t - t_0)$ EM FUNÇÃO DE *S*. — Como para o economizador, pode-se procurar a variação do aumento de temperatura do ar $(t - t_0)$ em função da superfície *S* empregada.

Adotando as seguintes condições, escolhidas de propósito para corresponder àquelas adotadas para o economizador:

Umidade do bagaço	$w = 0{,}48$
Excesso de ar	$m = 1{,}36$
Consumo de vapor por TC	450 kg/t
Temperatura dos gases à saída dos feixes tubulares vaporizadores	$T_0 = 330^\circ$C
Temperatura do ar ambiente	$t_0 = 30^\circ$C

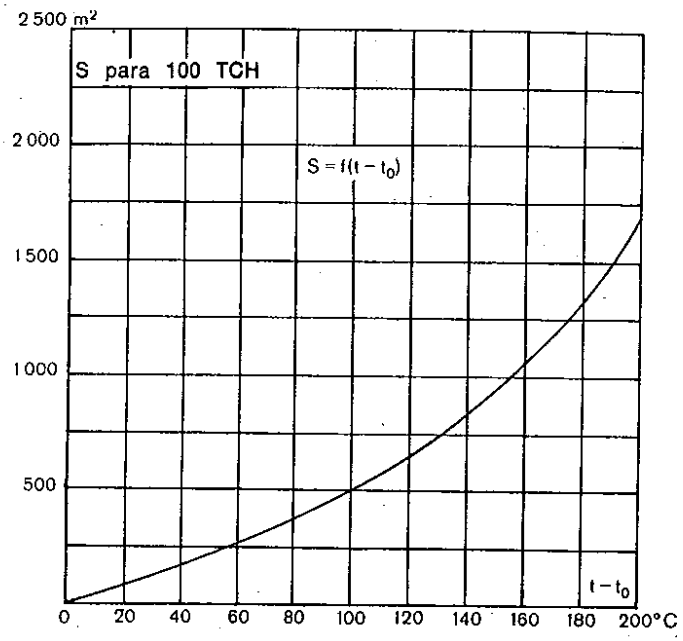


FIG. 42.23. — Aumento de temperatura do ar em função da superfície do aquecedor de ar.

e colocando em ordenadas a superfície de aquecedor correspondente à moagem de 100 TCH, obtém-se a curva da figura 42.23. Apresenta a mesma forma que a do economizador e as mesmas observações.

Temperatura-limite obtenível

Até que ponto é possível aquecer o ar de combustão?

Tromp (p. 293) indica 200°C como temperatura normal. Clayton (ISJ, 1939, p. 387) assinala que um aquecimento de 250°C poderia ser alcançado facilmente, porém acredita ser mais prudente não ir além de 180°C, para não causar danos às grelhas e aos tijolos refratários da fornalha, por causa do aumento da temperatura de combustão.

Entretanto, fabricam-se tijolos refratários especiais para temperaturas muito elevadas; porém seu preço diminui muito o interesse pelo aumento suplementar desejado.

Estas observações referem-se apenas aos antigos modelos de fornalhas. Nas fornalhas com projetores-distribuidores e parede de água, a temperatura não mais constitui o fator limitante. Neste caso, é o preço do aquecedor de ar que deve ser considerado em relação à economia de bagaço realizada; a figura 42.23 demonstra que cada dezena de graus de aumento suplementar exige uma superfície cada vez maior. Portanto, assim como para o economizador, alcança-se

rapidamente um ótimo, em função do valor dos investimentos financeiros decorrentes da instalação do recuperador projetado e do valor do bagaço economizado. É possível traçar as duas curvas correspondentes e estabelecer o ponto mais favorável.

Aumento da temperatura de combustão

Qual o efeito do aumento da temperatura do ar de combustão sobre a temperatura de combustão?

Partindo da fórmula (42.43) é possível supor que a temperatura de combustão aumenta exatamente na mesma medida em que a temperatura do ar. Porém, esta fórmula (42.43) contém uma aproximação que se justifica quando a temperatura do combustível é a mesma do ar e varia com esta. Porém, não é o caso aqui.

Portanto, considera-se novamente o cálculo. Designa-se por:

t_0 = a temperatura do bagaço e do ar ambiente;
t = „ „ do ar aquecido;
T_0 = „ „ de combustão que seria obtida com ar frio;
T = „ „ „ „ obtida com ar quente.

Substituindo no segundo membro T por T_0, a equação (42.40) fornece a temperatura de combustão T_0 para o caso do ar frio.

Aquecendo o ar, as expressões suplementares a serem acrescentadas aos dois membros da equação também devem ser iguais. Seja:

$$\int_{t_0}^{t} P_a \cdot c_a \cdot \mathrm{d}t = \Sigma \int_{T_0}^{T} PC \cdot \mathrm{d}t \tag{42.76}$$

ou, considerando os calores específicos médios:

$$P_a[c_a]_{t_0}^{t}(t - t_0) = \Sigma P[C]_{T_0}^{T}(T - T_0) \tag{42.77}$$

Donde:

$$\frac{T - T_0}{t - t_0} = \frac{P_a[c_a]_{t_0}^{t}}{\Sigma P[C]_{T_0}^{T}} = \frac{0{,}24P_a}{0{,}33P_g} = \frac{0{,}24 \times 5{,}76(1 - w)m}{0{,}33[5{,}76(1 - w)m + 1]}$$

ou:

$$\frac{T - T_0}{t - t_0} = \frac{1}{1{,}375 + \dfrac{1}{4{,}19(1 - w)m}} \tag{42.78}$$

Dando a w e a m valores extremos, observa-se que a relação:

$$\theta = \frac{T - T_0}{t - t_0} \tag{42.79}$$

continua compreendida entre 0,57 e 0,62. Para os valores médios $w = 0{,}46$ a 0,48, $m = 1{,}4$ a 1,5, obtém-se $\theta \neq 0{,}6$.

Com outras palavras, na fornalha de bagaço o aumento da temperatura de combustão corresponde a 60% do aumento de temperatura do ar que o ocasiona.

Corrosão

Ponto de condensação. — Geralmente os aquecedores de ar são de aço. Como o ponto de condensação dos gases de combustão está a cerca de 60 a 65°C, poder-se-ia supor que o perigo de condensação sobre as paredes do aparelho e, conseqüentemente, de corrosão, fosse muito limitado, porque os gases deixam o aquecedor de ar sempre a uma temperatura superior a 100°C. Na realidade, sempre há pontos, especialmente na saída do aquecedor, em que se formam bolsas de gás e onde a temperatura pode chegar ao ponto de condensação.

Recirculação. — Para evitar este perigo, procura-se impedir que a própria temperatura do ar seja inferior a 65°C. Este resultado é obtido empregando a "recirculação" duma parte do ar quente. Isto consiste simplesmente em fazer com que certa fração do ar quente que sai do aquecedor de ar decreva um circuito fechado: toma-se o ar e faz-se com que ele volte à entrada.

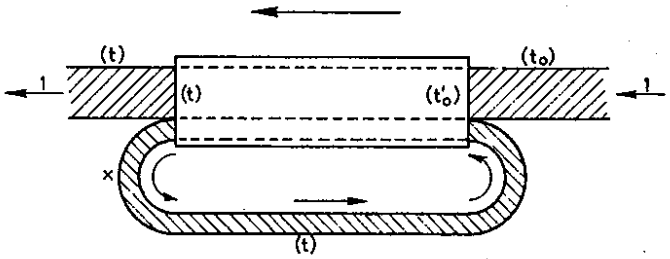


FIG. 42.24. — Proporção de ar a ser feita recircular.

Cálculo da proporção de ar a ser feita recircular. — Seja x a fração da quantidade de ar aspirado que deve recircular (fig. 42.24). Deve-se obter:

$$1 \cdot t_0 + x \cdot t = (1 + x)t'_0 \tag{42.80}$$

donde:

$$x = \frac{t'_0 - t_0}{t - t'_0} \tag{42.81}$$

t'_0 = ponto de condensação (cerca de 65°C),
t_0 = temperatura do ar ambiente (freqüentemente 30°C),
t = " " " quente à saída do aquecedor de ar,

ou, para o caso geral:

$$x = \frac{65 - 30}{t - 65} = \frac{35}{t - 65} \qquad (42.82)$$

Observa-se que, para $t = 100°C$, a quantidade de ar a ser feita recircular no aquecedor de ar é o dobro da quantidade aspirada.

Conseqüências da recirculação. — Quando a temperatura t do ar quente é suficientemente elevada, a recirculação não é muito difícil: o rendimento do aquecedor de ar não é sensivelmente modificado, porque o aumento de velocidade compensa parcialmente a redução da diferença de temperatura entre os gases e o ar. A recirculação deve ser considerada principalmente quanto à seção de passagem e à velocidade do ar.

Medidas contra a corrosão. — Apesar da recirculação, constata-se freqüentemente um desgaste prematuro dos aquecedores de ar, principalmente no ponto de saída dos gases. Para não ter de substituir, neste caso, todo o recuperador, é aconselhável construí-lo em 2 seções, sendo a segunda 1/3 ou 1/4 do total; é suficiente substituir a segunda seção, quando está gasta.

Isolamento. — É preciso isolar cuidadosamente o conduto de ar quente que vai da saída do aquecedor de ar à fornalha, caso contrário uma fração considerável do calor recuperado seria perdida.

Economia máxima

A economia máxima proporcionada por um aquecedor de ar não depende da pressão de vapor das caldeiras, como ocorre com os economizadores, mas apenas da temperatura máxima admissível para o ar (fornalhas antigas) ou da dimensão ótima do aquecedor de ar (fornalhas com paredes de água). Geralmente a economia máxima é de cerca de 12%.

Observa-se (cf. quadro 42.28) que a economia máxima obtenível dum recuperador intercalado no canal da fumaça é maior:

a) com um aquecedor de ar, quando as caldeiras operam em baixa pressão,

b) com um economizador, quando as caldeiras operam em alta pressão.

ESCOLHA ENTRE ECONOMIZADOR E AQUECEDOR DE AR

A economia obtida é caracterizada pela redução da temperatura da fumaça. Qualquer comparação entre economizador e aquecedor de ar deve, então, ser efetuada com base na temperatura final dos gases que vão para a chaminé.

Observa-se, primeiramente, que, com caldeiras modernas bem concebidas, cada um dos dois cambiadores de calor pode alcançar a economia máxima admitida, que corresponde aos gases expulsos a cerca de 200°C; seria possível descer até perto de 150°C, se esta recuperação fosse interessante financeira ou praticamente. Assim, os fatores a serem considerados na escolha são os seguintes:

A. **Superfície de aquecimento.** — *a*) O coeficiente de transmissão do calor deve ser bem melhor num economizador (gás a água) do que num aquecedor de ar (gás a gás). Na realidade, a diferença é pequena, de cerca de 25% a favor do economizador.

b) A diferença média de temperatura entre fluido de aquecimento e fluido aquecido, que influencia a expressão sob logaritmo das fórmulas (42.70) e (42.75) é, geralmente, maior para o aquecedor de ar, diminuindo assim a superfície necessária.

Levando em consideração estes dois fatores, com economia técnica igual, as superfícies são aproximadamente equivalentes, sendo que a superfície do aquecedor de ar ultrapassa apenas em 20 a 25% aquela do economizador.

B. **Custo** — *a*) O economizador opera sob pressão e é de ferro fundido. O aquecedor de ar trabalha à pressão atmosférica e é de aço. Portanto, seu custo deve ser menor.

b) Entretanto, necessita dum ventilador especial, para o caso em que a tiragem não seja soprada.

Finalmente, o preço de compra favorece bastante o aquecedor de ar, para superfície igual.

C. **Manutenção e durabilidade.** — Os dois aparelhos necessitam de pouca manutenção. A cada 2 ou 3 anos, é preciso desmontar o economizador e livrá-lo da fuligem e da ferrugem que há entre as aletas, porém, como é construído em ferro fundido grosso, dura muito mais que o aquecedor de ar, que é de aço ou de chapa fina. É possível calcular aproximadamente 20 anos para o economizador e 10 anos para o aquecedor de ar.

Por outro lado, como a temperatura da fornalha é menos alta, empregando o economizador: 1.º as barras da grelha, menos aquecidas, também apresentam durabilidade maior; 2.º como a temperatura de fusão das cinzas do bagaço é, às vezes, bastante baixa, os superaquecedores não se sujam tão facilmente.

D. **Vantagens adicionais.** — O aquecedor de ar melhora a combustão e geralmente permite uma regulagem melhor do excesso de ar. Isto constitui sua vantagem principal, a qual, entretanto, é menos acentuada com as caldeiras modernas cuja combustão é muito boa.

Conclusão. — Afinal de contas, os defeitos e as qualidades equilibram-se parcialmente, porém com uma vantagem a favor do economizador. A escolha é, às vezes, determinada por uma questão de detalhe, de facilidade de instalação ou de facilidade de adaptação em uma instalação nova. Uma fornalha em forma de ferradura, que necessita sopradores, exige um aquecedor de ar.

Entretanto, por causa de sua manutenção e de sua durabilidade e tratando-se de caldeira de alta pressão ($p \geqslant 18$ kg/cm²), deve-se preferir o economizador.

Uma solução perfeita é a instalação dos dois aparelhos no canal da chaminé. Neste caso instala-se primeiramente o economizador e depois o aquecedor de ar. Teoricamente é a disposição mais lógica: com efeito, é conveniente interrom-

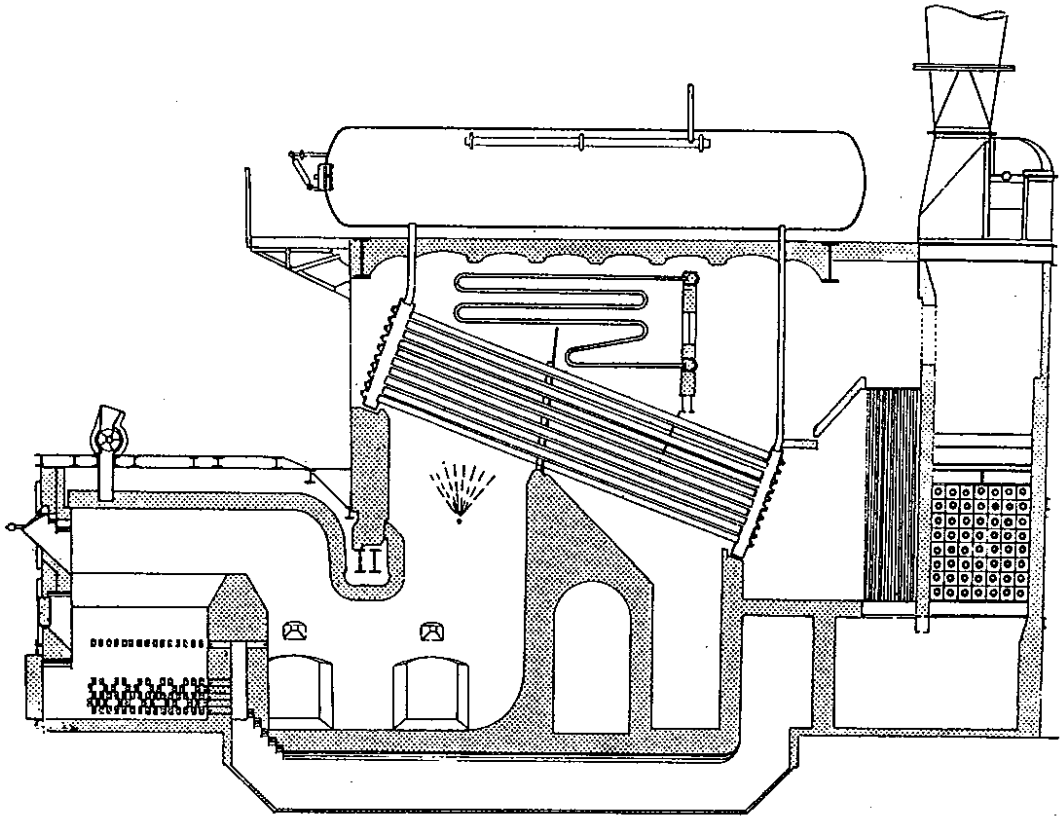


FIG. 42.25. — Caldeira Cail-Steinmuller com fornalha em forma de ferradura, superaquecedor, aquecedor de ar e economizador.

per o intercâmbio de calor em um cambiador, quando a temperatura do fluido quente se aproxima demasiadamente da do fluido frio, para passar ao intercâmbio com um fluido ainda mais frio. Porém, instalando o aquecedor de ar no início do circuito dos gases (fig. 42.25) é possível suprimir a recirculação, o que constitui uma vantagem considerável; em certos modelos de caldeiras, isso pode facilitar a instalação.

Esta solução dos dois cambiadores apresenta várias vantagens:

a) Grande margem de segurança para o economizador, porque se procura apenas uma parte do aumento de temperatura possível.

b) Pelo mesmo motivo, não há risco de danificação dos tijolos refratários pelo ar que sai do aquecedor do ar.

c) Em caso de defeito do 1.º cambiador, o último cambiador pode substituí-lo em uma certa medida, de acordo com a elevação da temperatura de entrada dos gases.

Rendimento. — Quando se verifica o rendimento dum economizador ou dum aquecedor de ar, constata-se que, às vezes, alcança ou ultrapassa 1, em vez de ficar a cerca de $\alpha = 0{,}90$ a 0,95.

Este fenômeno é explicado pelo fato de que uma parte do bagaço não queimado e do hidrogênio arrastados pelos gases continuariam a queimar dentro do aquecedor de ar (não pode tratar-se do CO, que exige temperaturas bem mais altas).

INSTALAÇÃO DAS CALDEIRAS

Dimensões dos tijolos. — Geralmente, utiliza-se o tijolo padrão europeu de $220 \times 110 \times 60$ mm.

Resistência ao fogo. — Nas fornalhas comuns utilizando o ar frio alcançam-se temperaturas de 1 350°C e, nas fornalhas alimentadas com ar vindo dum aquecedor de ar, 1 450°.

É preciso escolher:

a) No 1.° caso, tijolos com um mínimo de 20/22% de alumínio.

b) No 2.° caso, tijolos com um mínimo de 30/33% de alumínio.

O preço destes dois tipos de refratários é superior em 25 e 50%, respectivamente, ao preço dos tijolos comuns com 15/18% de alumínio.

Juntas de dilatação. — Em todas as paredes de tijolos da fornalha e da caldeira é preciso deixar juntas de dilatação de 5 mm a cada 600 mm. Entretanto, em uma fornalha em forma de ferradura, não se deixam juntas na parede da ferradura.

Nos domos, os arcos devem ser separados em fileiras justapostas. Assim o domo se torna a justaposição de arcos independentes, com comprimento igual ao duma aduela. Isto representa a vantagem de evitar as semi-aduelas. A cada 3 arcos deixa-se, então, uma junta de dilatação de 5 mm entre os arcos.

Assentamento. — Na Europa, um pedreiro assenta 700 tijolos de fornalha em 8 horas. Nos países tropicais este ritmo cai, às vezes, de 100 a 400 tijolos.

Secagem dos muros. — Quando a construção das fornalhas ou dos canais da chaminé termina, estes devem ser secados cuidadosamente, acendendo um fogo brando, que se aumenta progressivamente, durante um mínimo de 3 dias.

Seção dos canais da chaminé

A. **Velocidade dos gases.** — Deve-se adotar uma seção de canais tal que a velocidade dos gases seja de:

a) No caso da tiragem natural: 4 a 10 m/s, preferivelmente: 5 m/s.

b) No caso da tiragem forçada: 8 a 16 m/s, preferivelmente: 10 a 12 m/s.

B. **Volume dos gases.** — A fórmula (42.34) fornece:

$$V_u = 4{,}45(1 - w)m + 0{,}572\ w + 0{,}672 \text{ Nm}^3/\text{kg de bagaço.}$$

BIBLIOTECA
Gen. A. Alves Câmara
SENTRO

Com: $w = 0{,}48$ e $m = 1{,}5$:

$$V_g = 4{,}42 \text{ Nm}^3\text{/kg de bagaço}$$

isto em Nm³, isto é, em m³ calculados a 0°C e 760 mm. A 250°C:

$$V_{g_t} = 4{,}42 \times \frac{273 + 250}{273} = 8{,}5 \text{ m}^3\text{/kg de bagaço}$$

ou seja: 8 a 9 m³/kg para os valores médios de w e m.

C. **Seção dos canais da chaminé.** — No caso geral da tiragem forçada, baseando-se em uma velocidade dos gases de 11 m/s e em um volume de 9 m³ de gás por kg de bagaço, a seção dos canais da chaminé deve ser:

$$s = \frac{9\,000}{3\,600 \times 11} = 0{,}23 \text{ m}^2\text{/t de bagaço/hora} \qquad (42.83)$$

Desejando relacionar esta seção ao peso de vapor fornecido, em vez de relacioná-la ao peso de combustível queimado, deve-se multiplicar o valor encontrado pelo fator f do quadro (42.22). Por exemplo, adotando o fator 2,17, obter-se-ia:

$$s = 0{,}50 \text{ m}^2\text{/t de vapor/hora} \qquad (42.84)$$

A TIRAGEM

Para manter a temperatura e a velocidade da combustão, é necessário fazer passar na fornalha e sobre o combustível a quantidade necessária de ar. Como o trajeto é complexo, com muitas resistências a serem vencidas (passagem pelo combustível e pelos feixes tubulares, curvas fechadas das chicanas e dos canais da chaminé), e como é preciso imprimir ao gás uma velocidade bastante considerável, de alguns metros por segundo, a propulsão desta corrente gasosa exige um certo gasto energético, normalmente fornecido sob a forma duma pressão motriz.

Esta pressão motriz pode ser proveniente de 2 fontes:

a) Da energia térmica própria à combustão: é a tiragem natural.

b) Duma energia externa, ventilador ou outro meio auxiliar: é a tiragem forçada.

Deixa-se de lado a tiragem natural, não mais encontrada nas usinas de açúcar e cuja explicação, havendo necessidade, pode ser encontrada em nossa 1.ª edição (LSC, p. 678). Examinar-se-ão as condições que a chaminé deve apresentar no caso geral da tiragem forçada.

Depressão. — A depressão é a diferença de pressão entre a pressão externa e a pressão do interior dos canais da chaminé. Calcula-se em mm de água (1 mm de coluna de água = "1 mm CE" = 1 kg/m²) e é facilmente medida em uma instalação existente, por meio dum pequeno tubo em U contendo água (fig. 42.26).

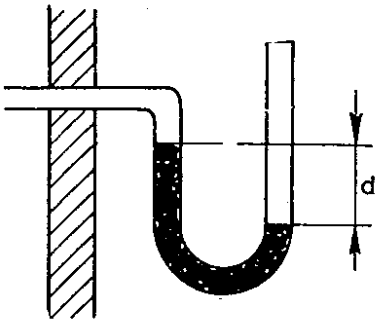


FIG. 42.26. — Medição da depressão.

A chaminé

A. **Velocidade dos gases à saída da chaminé.** — A velocidade v dos gases à saída da chaminé corresponde à energia perdida. Portanto, não deve ser demasiada. Entretanto, utilizando a tiragem natural, deve ser suficiente para evitar que a componente vertical dos ventos reinantes possa perturbar o funcionamento da chaminé; para isto, adota-se: v_s = 4,5 a 5 m/s. Empregando a tiragem forçada, esta velocidade, nas chaminés curtas, dispersa para mais longe a fuligem, que, muitas vezes, incomoda a usina e suas vizinhanças. Geralmente, adota-se v_s = 12 a 16 m/s.

B. **Seção da chaminé.** — A escolha da velocidade de saída estabelece a seção de saída na parte superior da chaminé. Com efeito, conhece-se a vazão de gás a ser assegurada:

$$Q = \frac{B \times V_{gt}}{3\,600} \qquad (42.85)$$

Q = volume de gases que deve passar pela chaminé, em m³/segundo;

B = peso de bagaço queimado nas fornalhas conectadas, em kg/hora;

V_{gt} = volume dos gases da combustão, dado pela fórmula (42.34) e relacionado à temperatura de expulsão e à pressão existente na parte superior da chaminé:

$$V_{gt} = V_g \cdot \frac{273 + t_s}{273}$$

Quando se conhece melhor o peso de vapor produzido que o peso de bagaço queimado, é possível substituir na fórmula (42.85) B por p/f:

p = peso de vapor fornecido pelas caldeiras conectadas, em kg/hora;

f = fator calculado, ou dado pelo quadro (42.22).

A temperatura dos gases na parte superior da chaminé pode ser considerada igual a:

$$t_s = t_c - a(t_c - t_a) \qquad (42.86)$$

t_s = temperatura dos gases na parte superior da chaminé;
t_c = „ „ „ „ „ inferior da chaminé;
t_a = „ ambiente;
a = coeficiente, tendo os seguintes valores:

$a = 0{,}001\ H$ para as chaminés de tijolos ou pedras,
$a = 0{,}002\ H$ „ „ „ „ concreto armado,
$a = 0{,}003\ H$ „ „ „ „ de chapa.

H = altura da chaminé, em metros.

C. **Altura da chaminé.** — Apenas na tiragem (LSC, p. 680), a altura da chaminé é obrigatória. Empregando a tiragem mecânica, sua altura é estabelecida principalmente devido à necessidade de dispersar para suficientemente longe a fuligem, para não incomodar a usina e suas vizinhanças. Geralmente, adotam-se 30 a 60 m, ou melhor, a altura da cumeeira dos telhados da usina + 15 a 20 m.

Sistemas de tiragem forçada

Há três sistemas principais de tiragem mecânica:

A. **Tiragem soprada.** — É possível soprar ar por sob a grelha das fornalhas com degraus ou na câmara das fornalhas em forma de ferradura, Ward e com projetores-distribuidores.

Este sistema apresenta a vantagem de introduzir a pressão atmosférica, ou uma pressão um pouco superior, na câmara de combustão e, conseqüentemente, evita-se qualquer entrada de ar, apesar das fendas ou da falta de vedação.

É encontrada principalmente nos casos em que se utiliza aquecedor de ar, como também nas fornalhas em forma de ferradura, Ward e com projetores-distribuidores.

B. **Tiragem aspirada.** — É o sistema mais generalizado: o ventilador é instalado sobre os canais da chaminé, entre caldeira e chaminé.

C. **Tiragem induzida.** — É uma outra forma de tiragem aspirada: produz-se a aspiração por um ejetor de vapor, que chega à chaminé e exerce sobre os gases um efeito de Giffard. Preferivelmente, também se pode empregar um ventilador instalado fora do circuito e produzindo o efeito de Giffard, retirando uma parte dos gases dos canais da chaminé e enviando-os a um ejetor que chega à base da chaminé.

Pressão e depressão a serem asseguradas. — O cálculo das pressões e depressões ao longo do trajeto dos gases é complexo; é efetuado em função das vazões, das seções, dos obstáculos, das mudanças de direção, dos comprimentos dos segmentos do trajeto etc... Indicamos, como exemplo, o resultado para uma caldeira com tubos retos, com economizador e aquecedor de ar, tiragem soprada e aspirada:

a) TIRAGEM SOPRADA. Estabelece-se na fornalha uma superpressão de	30 mm de CE
+ a perda de carga no conduto de ar	15 „ „ „
+ as perdas devidas às mudanças de direção e à passagem pelo aquecedor de ar (lado do ar)	30 „ „ „
	20 „ „ „
	95 „ „ „
b) TIRAGEM ASPIRADA. Na parte superior da fornalha estabelece-se uma depressão de	3 mm de CE
+ a perda de carga devida à passagem pela caldeira e pelo superaquecedor	35 „ „ „
+ a devida à passagem pelo economizador	8 „ „ „
+ „ „ „ „ „ aquecedor de ar (lado dos gases)	11 „ „ „
+ „ „ „ „ pelos canais da chaminé	9 „ „ „
	66 „ „ „

Para estes dois trabalhos instalam-se ventiladores capazes de fornecer 20% a mais, para conservar a margem de segurança, ou seja 115 mm para o sopramento e 80 mm para a tiragem.

Na África do Sul (SASTA, 1966, p. 36), para conseguir um funcionamento flexível da caldeira, aconselha-se adotar um ventilador capaz de fornecer, em andamento contínuo forçado, margens bem superiores às indicadas acima:

a) Com tiragem soprada: uma vazão de ar de 115% contra uma pressão de 132%,

b) com tiragem induzida: uma vazão de ar de 120% contra uma pressão de 144%,

como valores normais. Logicamente, a depressão deve variar como o quadrado da vazão ($1{,}32 = 1{,}15^2$; $1{,}44 = 1{,}20^2$).

Ventiladores

Potência dos ventiladores. — Se um ventilador deve soprar ou aspirar uma vazão de gás de Q kg/s, sob um volume de V m³/s, efetuando uma tiragem de d mm de água, a potência utilizada tem o seguinte valor, em kgm/s:

$$T = V \cdot d \tag{42.87}$$

(d mm de CE = d kg/m²). A potência real fornecida ao ventilador é, então, de:

$$T = \frac{V \cdot d}{\rho} \text{ kgm/s} = \frac{V \cdot d}{75\rho} \text{ ch.} \tag{42.88}$$

ρ = rendimento do ventilador.

Este rendimento é bastante fraco e varia com a força do ventilador. É possível calcular:

Ventiladores pequenos: ρ = 0,20 a 0,50, em média: 0,30
„ grandes: ρ = 0,40 „ 0,70, „ „ : 0,50

Não se deve esquecer que esta potência T é apenas a potência sobre o eixo do ventilador. Para a potência fornecida ao motor do ventilador é preciso considerar também o rendimento do motor e, eventualmente, o das correias.

Influência da temperatura dos gases. — Observa-se que a potência T já indicada, depende apenas da vazão-volume V dos gases. Assim, para expulsar um determinado peso de gás, a potência necessária é maior quando o gás é quente do que quando é frio.

Fórmula prática da potência. — É difícil escolher ou conhecer antecipadamente o rendimento do ventilador, que entra na fórmula (42.88); uma pequena variação é suficiente para introduzir um erro considerável, por causa dos rendimentos muito baixos.

Shillington publicou números (ISJ, 1939, p. 261) que podem ser adotados mais especialmente nos ventiladores com tiragem induzida modelo Prat e por meio dos quais se pode obter a seguinte fórmula aproximada da potência:

$$T = \frac{B \cdot d\,(273 + t)}{8\,400} \qquad (42\ 89)$$

T = potência necessária, no eixo do ventilador, em CV;

B = quantidade de bagaço gasta pela ou pelas fornalhas conectadas ao ventilador, em t/h;

d = tiragem ou depressão, à entrada do ventilador, em mm de CE;

t = temperatura dos gases à entrada do ventilador, em °C.

Conforme se operou anteriormente, é possível substituir o peso de bagaço B pelo peso de vapor p produzido pela caldeira, utilizando a equivalência $B = \frac{p}{f}$.

f = fator dado pelo quadro 42.22 = kg de vapor produzidos por kg de bagaço.

EXEMPLO. — Encontrar a potência necessária para movimentar um ventilador geral de tiragem conectado a todas as caldeiras duma usina que mói 100 TCH; dos 280 kg de bagaço obtidos por TC, apenas 210 kg/TC são queimados.

Tiragem desejada: 125 m de CE, à entrada do ventilador.

Temperatura dos gases à entrada do ventilador: t = 225°C.

Tem-se:

$$B = 100 \times 210 = 21\,000 \text{ kg/h} = 21 \text{ t/h de bagaço}$$

e

$$T = \frac{21 \times 125(273 + 225)}{8\,400} = 156 \text{ CV.}$$

Há necessidade dum motor de 175 CV, no mínimo.

Shillington aconselha instalar um ventilador calculado bastante amplamente, porque, sendo necessário forçar o funcionamento, o rendimento cai muito rapidamente quando se ultrapassa a velocidade normal; por outro lado, diminui devagar quando é reduzida a velocidade correspondente ao rendimento ótimo. Com outras palavras, um ventilador potente, com uma boa margem de segurança, é preferível a um pequeno, trabalhando em regime pleno.

Retenção da fuligem

As fortes tiragens empregadas nas caldeiras modernas originam freqüentemente uma grande proporção de bagaço não queimado na fumaça, também chamado fuligem, que suja a usina e suas vizinhanças e que, geralmente, sofre interdições ou restrições legais.

A proporção de fuligem é limitada pela instalação de retentores. Existem 3 modelos:

a) RETENÇÃO MECÂNICA. — A indústria fornece retentores a serem instalados nos canais da chaminé e que são baseados nas mudanças de direção ou na força centrífuga. Geralmente estes aparelhos são eficientes, às vezes retêm mais de 96%, porém causam uma perda de carga importante e são onerosos. Os principais fabricantes franceses são as firmas Daniel Prat e Louis Prat.

b) RETENÇÃO ELÉTRICA. — Este sistema consiste na atração das poeiras, fazendo-as passar perto da superfície de elétrodos, entre os quais se estabeleceu uma diferença de potencial. O consumo de corrente é baixo, porém o preço é alto e o aparelho ocupa muito espaço. É possível obter rendimentos muito altos.

c) RETENÇÃO HIDRÁULICA. — Em usinas de açúcar, muitas vezes, a fumaça passa em uma câmara grande na qual perde sua velocidade e onde se pulveriza água. A fuligem molhada cai e é arrastada ao fundo por uma corrente de água. O resultado pode ser completado, instalando chicanas em seu trajeto. A eficiência não passa de 90%, porém a poeira fina que fica é levada para bastante longe com o vento e o resultado obtido é muito superior à eficiência teórica. Este sistema reduz consideravelmente a temperatura da fumaça, compensando parcialmente o excedente de potência exigido do ventilador.

Calcula-se cerca de 1,5 kg de água por kg de vapor, ou seja, 0,8 a 1 kg por Nm^3 de fumaça. Este consumo de água pode ser reduzido consentindo um rendimento um pouco inferior da operação.

Transporte pneumático do bagaço. — Apesar de não termos a intenção de estudar esta questão, assinalamos que é preciso calcular 2 kg de ar para transportar 1 kg de bagaço ou de poeira de bagaço. Se este bagaço deve ser queimado pouco antes do tubo, já terá então um peso de ar vetor que corresponde, praticamente, à metade do peso de ar necessário para queimá-lo.

ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA DAS CALDEIRAS

Retornos

A usina dispõe duma grande quantidade de água condensada, proveniente dos vários cambiadores aquecidos com vapor: múltiplo-efeito, aquecedores, cozedores etc. Geralmente esta água é pura, pois foi vaporizada e condensada, como a água destilada. Entretanto, contém corpos que passam à destilação com a água, porém são poucos e em proporções reduzidas. Esta água deve ser classificada de acordo com sua origem:

a) A água proveniente da condensação do vapor, vinda diretamente (cambiadores aquecidos com vapor direto) ou indiretamente (cambiadores aquecidos com o vapor de escape) da água das caldeiras.

b) A água proveniente da condensação do vapor vegetal: água de retorno do 2.º corpo e dos corpos seguintes do múltiplo-efeito, dos aquecedores ou outros cambiadores aquecidos com o vapor de sangria do múltiplo-efeito.

O primeiro tipo de água não corre o risco de ser contaminado. Como provém dum vapor sob pressão, mesmo se um tubo estiver vazando, por exemplo no 1.º corpo, é o vapor que entrará no caldo e não vice-versa. O maior risco provém dos aquecedores, nos quais a possibilidade dum tubo com vazamento pode fazer entrar no feixe tubular o caldo sob pressão.

O segundo tipo de água de retorno é mais perigoso. Primeiramente, corre o mesmo risco de contaminação direta pelo caldo, agravado pela circunstância de que os vapores vegetais estão mais freqüentemente sob vácuo e, conseqüentemente, são mais sujeitos a entradas de caldo sob pressão. Porém esta água pode, sobretudo, conter açúcar, proveniente de arrastos nos evaporadores. Mesmo havendo apenas traços imperceptíveis, estes iriam às caldeiras e acabariam formando em seus tubos um depósito carbonatado prejudicial e perigoso.

Portanto, a água de retorno deve ser separada cuidadosamente:

a) De vapor direto ou de escape.

b) De vapor vegetal.

Utilização das águas de retorno

Apenas o primeiro tipo de água deve ser enviado ao tanque de alimentação.

O segundo tipo de água pode ser utilizado na embebição, lavagem da torta, diluição dos méis, lavagem dos cozedores, lavagem de todos os aparelhos da usina etc. Havendo um excesso de água, é melhor jogá-lo fora do que enviá-lo às caldeiras.

Água de complementação

Na usina, o vapor descreve um circuito fechado: evaporado nas caldeiras, condensado nos feixes tubulares, ele retorna às caldeiras pelo tanque de água quente.

Portanto, o vapor poderia percorrer seu ciclo em circuito fechado, sem complementação externa, se não fossem as seguintes perdas, que devem ser compensadas:

a) Vapor perdido na atmosfera:

Fugas nas juntas e gaxetas;
Funcionamento das válvulas de segurança;
Funcionamento dos ventiladores de fuligem;
Máquinas com escape para a atmosfera: guindastes a vapor etc.;
Lavagem dos filtros-prensa com o vapor;
Lavagem das moendas e do condutor de bagacilho com vapor;
Lavagem nas turbinas.

b) Água perdida fora do circuito:

Purgas das tubulações;
Descargas e retirada do lodo das caldeiras.

c) Vapor parcialmente perdido no melaço:

Lavagem dos cozedores;
Borbotagem dos méis.

Conforme o caso, o conjunto destas perdas de água ou de vapor representa 10 a 20% da quantidade produzida nas caldeiras.

Para substituir esta quantidade, é preciso fazer entrar no tanque de alimentação:

a) ou água nova,

b) ou uma parte da água do segundo tipo dado.

Esta água provém do caldo, isto é, na realidade entrou na usina com a cana-de-açúcar. Portanto, realmente constitui uma complementação externa.

Porém, devido ao risco representado, sua contribuição é reduzida a um mínimo e ao aparelho que representa o perigo menor: o 2.º corpo, cuja água condensada apresenta a menor possibilidade de conter açúcar oriundo de arrastos de evaporação.

Para limitar a contribuição do 2.º corpo ao complemento estritamente necessário, sua água deve entrar em um compartimento contíguo ao tanque de alimentação, sendo que a água penetra no tanque por uma válvula de bóia, que se abre apenas quando o nível no tanque desceu abaixo dum certo limite.

A contribuição do 2.º corpo normalmente deve ser suficiente para fornecer o complemento necessário.

Capacidade do tanque de alimentação

Para evitar as complementações com água fria, o tanque deve conter um volume suficiente de água, para enfrentar as exigências repentinas da Concentração.

Tromp (p. 208) calcula que as flutuações do consumo momentâneo de vapor duma usina variam entre 25% acima e abaixo da média. Geralmente,

estas flutuações não duram mais que uma hora e, quando o máximo corresponde a ± 25% do normal, o consumo médio da hora durante a qual a flutuação ocorre representa apenas ± 15% do consumo médio da semana. Baseando-se em um consumo elevado de 650 kg de vapor por TC, observa-se que a diferença entre o consumo máximo e os retornos mínimos representa cerca de:

$$650\ (1{,}15 - 0{,}85) \neq 200 \text{ kg de água por TC.}$$

Porém, a duração da fração do ciclo do vapor, compreendida entre a saída da caldeira e o retorno ao tanque de alimentação, representa apenas 15 a 30 minutos. Portanto, observa-se que é amplamente suficiente dispor de um tanque com capacidade igual a 100 kg/TCH, para enfrentar as flutuações do consumo de vapor, sem ter que recorrer a um complemento de água nova.

$$c = 100\,A \qquad (42.90)$$

c = capacidade do tanque de alimentação, em litros,

A = moagem da usina, em TCH.

Uma usina de cerca de 100 TCH deve, portanto, possuir um tanque de 10 m³.

Observa-se, aliás, que este volume não depende da economia do vapor: deve ser da mesma ordem, para uma usina consumindo 450 kg de vapor por TC, que para uma outra consumindo 650 kg/TC, porque as variações de consumo, devidas principalmente aos cozimentos, são as mesmas nas duas usinas, quando são calculadas em peso de vapor por TC.

É conveniente instalar no tanque 2 registros de bóia: o 1.º aciona o complemento de água do 2.º corpo, o 2.º, o complemento de água nova. Por isso, é preciso deixar uma margem suficiente entre os níveis diferentes, correspondendo a cerca de 1/3 da altura do tanque:

a) Entre o ladrão e a abertura da válvula de bóia da água do 2.º corpo.

b) Entre a abertura da válvula de bóia da água do 2.º corpo e a abertura da válvula de bóia da água nova.

c) Entre a abertura da válvula de água nova e o fundo do tanque.

Bomba de alimentação das caldeiras

A lei exige a existência de, no mínimo, 2 bombas de alimentação. Geralmente, a bomba em uso normal é uma turbobomba e a bomba auxiliar uma motobomba; às vezes, são uma motobomba e uma bomba a vapor duplex, do tipo Burton.

À saída da bomba, o registro deve possuir uma válvula de retenção, cuja finalidade é evitar que, com a bomba parada, a água da caldeira possa refluir para o tanque, no caso de defeito na válvula.

A bomba de alimentação deve ser capaz de uma vazão superior em 25%, no mínimo, às necessidades de funcionamento forçado contínuo das caldeiras conectadas, que se distribuem da seguinte maneira:

10% para complementação eventual do nível,

10% para enfrentar um máximo excepcional durante 1 hora,

5% para compensar as purgas.

Deve poder recalcar sob uma pressão manométrica superior em 25%, no mínimo, à pressão de trabalho das caldeiras, e que será calculada detalhadamente. Esta pressão inclui:

a) A pressão, ou seja, por exemplo	30	kg/cm²
b) Uma superpressão para vencer a válvula de segurança e que se calcula em cerca de 3% da pressão	1	„
c) As perdas de carga na tubulação, a serem calculadas (cf. capítulo 47), por exemplo	1	„
d) A altura da caldeira acima da bomba, ou seja,cerca de 10 a 12 m	1,'	„
e) A perda de carga no economizador, a ser calculada, por exemplo	1	„
f) A perda de carga na válvula de regulagem, que é de cerca de 1,5 a 2,5 kg/cm², ou seja	2	„
g) Uma margem de segurança de cerca de 10% do total precedente	3,8	„
	40	„

Por causa da temperatura da água de alimentação (90 a 95°C), é conveniente que o tanque esteja instalado em carga de, no mínimo, 1 a 2 m sobre a bomba, preferivelmente 2,50 m (cf. p. 1128).

Tubulações de alimentação. — O diâmetro das tubulações deve ser escolhido para obter as seguintes velocidades:

a) Tubo de aspiração, do tanque à bomba: $v = 1$ m/s.

b) Tubo de recalque, da bomba à caldeira: $v = 3$ m/s.

Entretanto, alcança-se correntemente $v = 4{,}5$ m/s para as caldeiras de alta pressão modernas (SASTA, 38.°, abril 1964; p. 62).

Influência da temperatura da água de alimentação sobre o consumo de combustível. — A última coluna do quadro 42.21 demonstra que, para um aumento de 6°C da temperatura da água de alimentação, corresponde, de modo aproximado, uma economia de combustível de 1%.

Há um outro fator de interesse em manter a água de alimentação das caldeiras a uma temperatura elevada: quanto mais quente estiver a água, menos oxigênio será dissolvido. Portanto, os riscos de corrosão diminuem.

Reação da água de alimentação

O poder corrosivo da água depende de seu *p*H. Para um *p*H levemente alcalino, é mínimo, mas não para um *p*H de 7.

As corrosões possíveis são combatidas mantendo uma certa alcalinidade, obtida pela introdução de íons OH na água de alimentação.

Uma película protetora de hidrato ferroso forma-se sobre o metal, quando se alcança um *p*H de 9. Baseando-se neste fato, Brola (p. 54) aconselha manter um *p*H de 9,5.

Os ingleses (ISJ, 1945, p. 188) indicam um *p*H de 8,3 como limite inferior e assinalam que a corrosão se manifesta sobretudo no economizador.

Leggett, na Índia (ISJ, 1944, p. 39), aconselha manter um *p*H de 7,6 no tanque de alimentação, o que corresponde a um *p*H de 8,6 a 9,0 nas caldeiras.

Gregory, em Cuba (ISJ, 1947, p. 66), aconselha um *p*H de 10,5 a 11.

Pessoalmente, somos a favor da manutenção de um *p*H de 8 no tanque de alimentação.

Alcalinizadores. — Para introduzir íons OH no tanque de alimentação, emprega-se:

ou soda cáustica, NaOH,

ou carbonato de sódio, CO_3Na_2,

ou fosfato trissódico.

Neumann, em Java (FAS, setembro 1940, p. 30), aconselha este último elemento, que apresentaria certas vantagens sobre os outros, porém não é aconselhável para os *p*H altos, pois seriam necessárias quantidades proibitivas.

ACUMULADORES DE VAPOR

As variações contínuas do consumo momentâneo de vapor e as flutuações conseqüentes na pressão do vapor levaram certas usinas à instalação de acumuladores de vapor.

São aparelhos que servem como reguladores da vazão do vapor. Contrariamente ao que seu nome possa fazer pensar, na realidade não é o vapor que é acumulado, mas a água; porém liberam vapor.

Princípio. — Um acumulador de vapor é um balão, um recipiente cilíndrico grande, como um corpo de caldeira, cheio de água, e comunicando-se de um lado com as caldeiras e do outro com o circuito de vapor de baixa pressão ou de escape, por meio de válvulas e reguladores instalados de cada lado para permitir a circulação de vapor apenas no sentido que será visto mais adiante.

Sejam as pressões:

P = pressão normal das caldeiras;

P' = pressão levemente inferior a P, à qual o vapor pode baixar nas caldeiras;

p = pressão normal de utilização do vapor para a fabricação;

p' = pressão levemente superior a p;

p'' = pressão levemente inferior a p.

Os reguladores e as válvulas são calculados com as seguintes finalidades:

a) Quando o vapor de alta pressão está a uma pressão compreendida entre P e P', o acumulador deixa entrar o vapor das caldeiras, retendo-o. Neste momento, carrega-se.

b) Quando a pressão diminui a menos de P', a comunicação entre o acumulador e as caldeiras se fecha.

c) Quando a pressão do vapor de escape diminui a menos de p'', o acumulador fornece vapor à fabricação. Neste momento, descarrega-se.

d) Quando a pressão do vapor de escape é superior a p', a comunicação com a fabricação se fecha.

Escolheram-se 2 pressões, p' e p'', diferentes de p, para evitar as aberturas e os fechamentos freqüentes e permitir uma margem de funcionamento estável.

O princípio do acumulador é simples. Acumula-se água à temperatura de vapor saturado correspondendo à pressão das caldeiras. Se estas produzem vapor superaquecido, este se satura, penetrando e borbotando no balão. Para obter uma borbotagem eficiente e silenciosa, faz-se chegar o vapor ao balão por bicos cônicos, em forma de sinos. Quando ocorre uma queda de pressão, esta provoca uma vaporização quase instantânea duma parte da água: o calor sensível contido na massa total de água acumulada transforma-se em calor latente, fornecendo, desta forma, o calor de vaporização da fração evaporada.

Evidentemente, o acumulador deve ser cuidadosamente isolado.

Cálculo dum acumulador de vapor

Seja:

P = pressão normal das caldeiras;

P' = pressão levemente inferior a P, à qual o vapor pode baixar nas caldeiras;

p = contrapressão ou pressão de vapor de escape (para simplificar, supõe-se no cálculo que: $p = p' = p''$);

R' = calor latente do vapor à pressão P';

r = „ „ „ „ „ „ p;

T' = temperatura do vapor saturado à pressão P';

t = „ „ „ „ „ „ p;

x = uma temperatura qualquer, compreendida entre T' e t;

q = a quantidade de vapor fornecida por 1 kg de água, quando sua temperatura baixa de T' a t;

Q = a quantidade de vapor fornecida pelo acumulador, quando sua temperatura baixa de T' a t;

V = quantidade de água que o acumulador pode conter;

V' = volume interno total bruto do acumulador.

Quando o acumulador fornece vapor e quando a temperatura da água contida passa de x a $x - dx$, cada kg de água fornece uma quantidade de vapor q tal que:

$$dq(607 - 0{,}7x) = -1{,}013\,dx$$

Donde:

$$dq = -\frac{1{,}013}{607 - 0{,}7x} \cdot dx$$

Para uma queda de temperatura de T' a t, cada kg de água fornece:

$$q = -1{,}013 \int_{T'}^{t} \frac{dx}{607 - 0{,}7x} = \frac{1{,}013}{0{,}7} [\mathfrak{L}(607 - 0{,}7x)]_{T'}^{t}$$

ou:

$$q = 1{,}45 \mathfrak{L} \frac{607 - 0{,}7t}{607 - 0{,}7T'} = 3{,}33 \log \frac{t}{R'} \qquad (42.91)$$

Porém, durante este tempo, o acumulador perdeu Q kg de água e a quantidade total de vapor capaz de fornecer no momento em que passa pela temperatura x tem o seguinte valor:

$$dQ = V(1 - q)\,dq$$

Donde:

$$Q = V \int_{T'}^{t} (1 - q)\,dq = V\left(q - \frac{q^2}{2}\right)$$

ou.

$$Q = Vq\left(1 - \frac{q}{2}\right) \qquad (42.92)$$

Exemplo numérico. — Em uma usina de 100 TCH, com consumo de vapor de 500 kg/TC, deseja-se enfrentar períodos de 30 minutos durante os quais o consumo de vapor ultrapassa de 20% = 100 kg/TC o consumo médio.

Supõe-se que as caldeiras sejam suficientes para fornecer o vapor durante o tempo restante, sem queda de pressão. Além do mais:

$P = 28$ kg/cm²	$P' = 25$ kg/cm²	$p = 1$ kg/cm²
	$T' = 225$ °C	$t = 120$ °C
	$R' = 439$ kcal/kg	$r = 526$ kcal/kg

SOLUÇÃO. — O consumo médio de vapor chega a:

$$100 \times 500 = 50\,000 \text{ kg/h}$$

e o excedente previsto para os 30 minutos de fornecimento máximo é de:

$$100 \times 100 \times \frac{1}{2} = 5\,000 \text{ kg.}$$

A quantidade de vapor a ser fornecida para cada kg de água acumulada no acumulador ao passar de T' a t, é de:

$$q = 3{,}33 \log \frac{526}{439} = 3{,}33 (\log 526 - \log 439)$$

$$q = 3{,}33(2{,}72099 - 2{,}64246) = 0{,}2615.$$

Portanto, necessita-se um acumulador cujo conteúdo V seja dado por:

$$5\,000 = V \times 0{,}2615\left(1 - \frac{0{,}2615}{2}\right) = 0{,}2273\,V$$

Donde:

$$V = \frac{5\,000}{0{,}2273} = 22\,000 \text{ kg de água}$$

ou seja (volume específico da água a 225°C: $u = 1{,}1991$):

$$V = 22\,000 \times 1{,}1991 = 26\,380 \text{ litros.}$$

O conteúdo dum acumulador representa apenas cerca de 80% de sua capacidade total, por causa da necessidade de deixar uma margem de segurança, para evitar eventuais arrastos. Portanto, o volume total do balão é de:

$$V' = \frac{V}{0{,}8} = \frac{26\,380}{0{,}8} = 33\,000 \text{ litros}$$

ou seja, um cilindro com 2 m de diâmetro e cerca de 10,50 m de comprimento, desenhado para uma pressão de 28 kg/cm², ou 28 bares.

EXPANSÃO DO VAPOR

Em uma usina bem equilibrada, a quantidade de vapor necessária à fabricação é muito superior à quantidade necessária às máquinas. Como geralmente todo o vapor produzido é de alta pressão, normalmente há um excesso considerável de vapor de alta pressão a ser passado no circuito de baixa pressão.

Esta operação é efetuada em expansores-reguladores, que tomam seu impulso no circuito de baixa pressão: assim que a pressão, geralmente a pressão de vapor de escape ou contrapressão, cai abaixo do valor estabelecido, o expansor abre-se e deixa entrar o vapor (fig. 42.27).

Geralmente estes aparelhos possuem uma membrana que recebe por baixo a pressão a ser regulada. O esforço exercido pelo vapor sobre esta membrana é equilibrado por um contrapeso regulável. Quando o contrapeso é o mais forte, a alavanca desce sob o efeito do contrapeso e modifica, assim, a posição da haste distribuidora, que envia água sob pressão a um pistão motor que aciona a abertura da válvula de admissão do vapor de alta pressão.

Para que esta válvula trabalhe com abertura normal, é indispensável que seu diâmetro seja muito menor, não apenas que o tubo de saída de vapor expandido, mas também que o tubo de vapor de alta pressão. Caso contrário, trabalharia praticamente fechada, desgastando rapidamente o assento e a válvula.

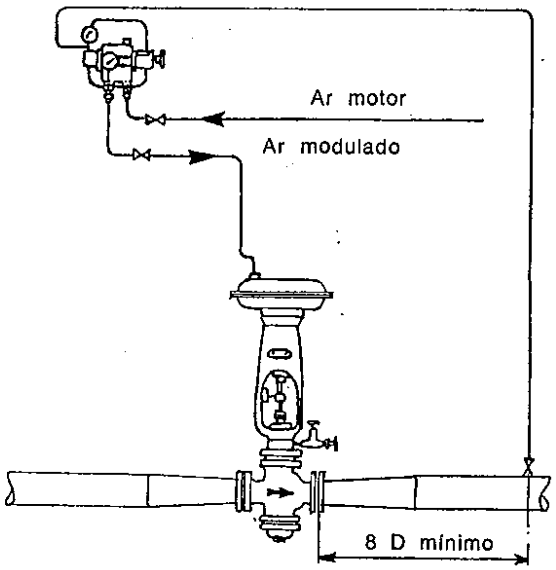


FIG. 42.27. — Expansor de vapor (Arca-Premoncontrole).

Temperatura do vapor expandido. — O estado final do vapor expandido é dado pelo diagrama de Mollier (fig. 42.5). Com efeito, as curvas horizontais representam as transformações sem trabalho externo, com calor total constante, e é este o caso dos expansores.

Por exemplo, devendo expandir vapor superaquecido de 25 kg/cm²-375°C para 1 kg/cm², toma-se no diagrama o ponto 26 kg/cm² absolutos-375°C e segue-se a curva horizontal até a isóbara 2 kg/cm² absolutos. O isotermo deste ponto é 355°C, temperatura procurada do vapor expandido.

REDUÇÃO DO SUPERAQUECIMENTO

O vapor de alta pressão é superaquecido, em todas as usinas eletrificadas que possuem um ou vários grupos turboalternadores.

Foi visto que a expansão reduz a temperatura do vapor apenas numa medida pequena; com efeito, os isotermos estão muito deitados sobre a curva horizontal, num diagrama de Mollier. Portanto, o vapor expandido é superaquecido.

Se o complemento de vapor expandido necessário à fabricação é relativamente pequeno, este superaquecimento não apresenta um grande inconveniente: servirá para auxiliar na redução da umidade do vapor de escape ou para fornecer-lhe um pequeno superaquecimento. Já foi visto (p. 546) que este superaquecimento não é um inconveniente, podendo até ser vantajoso, sob a condição de não ultrapassar 30 a 50°C.

Geralmente, porém, o complemento é grande demais para que o superaquecimento final continue tão baixo assim, e, neste caso, é necessário reduzir o

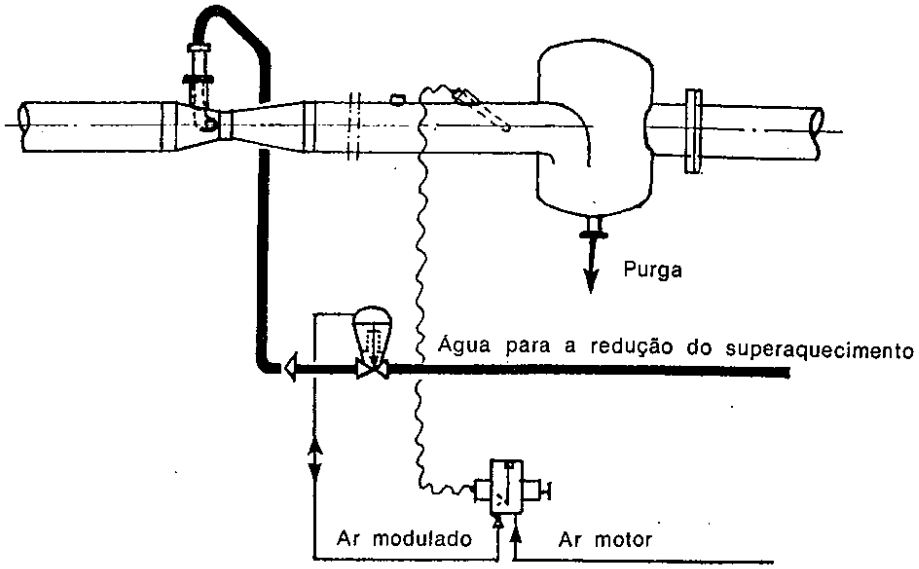


FIG. 42.28. — Redutor do superaquecimento do vapor.

superaquecimento do vapor expandido. Então, é preciso instalar um redutor de superaquecimento (fig. 42.28) após o expansor.

Cálculo dum redutor de superaquecimento

Supõe-se que se queira reduzir o superaquecimento do vapor fornecido pelo expansor (fig. 42.27), deixando apenas 50°C de superaquecimento.

À entrada do redutor de superaquecimento, o vapor a 1 kg/cm²-355°C contém 760 kcal/kg, de acordo com o diagrama (1 kg/cm² efetivo ≠ 2 kg/cm² absolutos). A esta pressão,a temperatura do vapor saturado é de cerca de 120°C. Querendo deixar 50°C de superaquecimento, é preciso reduzir a temperatura do vapor a 170°C. O diagrama demonstra que o vapor a 2 kg/cm² abs.-170°C contém 671 kcal/kg. Por kg de vapor que atravessa o redutor de superaquecimento, é preciso tirar, portanto:

$$760 - 671 = 89 \text{ kcal/kg.}$$

Para isto, coloca-se no redutor de superaquecimento água da caldeira a 25 kg/cm² ef.-225°C e tendo um calor latente de vaporização: $r = 439$ kcal/kg. Ao vaporizar-se neste recipiente superaquecido, a água absorve calor. Portanto, é preciso introduzir:

$$\frac{89}{439} = 0{,}203 \text{ kg de água}$$

por kg de vapor cujo superaquecimento deve ser reduzido.

Expandindo 10 000 kg de vapor por hora, isto exige:

$$10\,000 \times 0{,}203 = 2\,030 \text{ kg de água por hora;}$$

e se obtêm 12 030 kg por hora de vapor, com superaquecimento parcialmente reduzido.

A água para a redução do superaquecimento é finamente pulverizada no redutor de superaquecimento, sendo que a abertura sucessiva dos pulverizadores em série é acionada por um regulador de temperatura mergulhado no tubo de expulsão do vapor com superaquecimento reduzido.

MODELOS DE CALDEIRAS

Há aproximadamente vinte anos atrás ainda se encontravam nas velhas usinas dois antigos modelos de caldeiras a vapor:

a) Caldeira com ebulidor e tubos de fumo (fig. 42.29).

b) Caldeira semitubular (fig. 42.30).

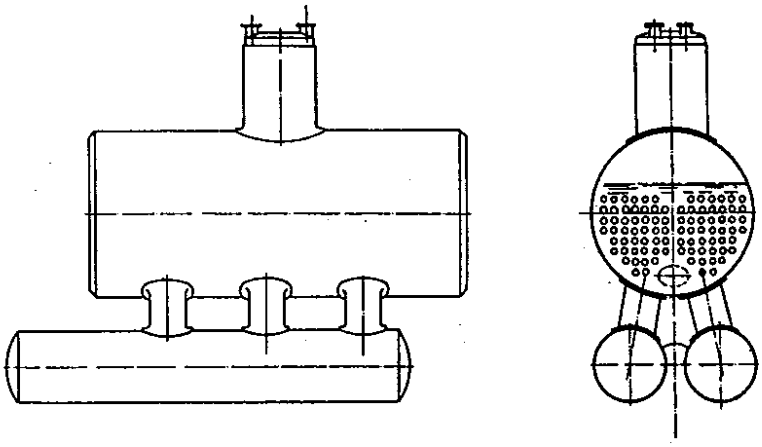


FIG. 42.29. — Caldeira com ebulidor e tubos de fumo.

Seu interesse é apenas histórico.

As caldeiras modernas dividem-se em 2 modelos principais:

a) As caldeiras com tubos retos, inclinação pequena, com cabeçais ou coletores (fig. 42.25).

b) As caldeiras com tubos curvos, verticais ou com inclinação pronunciada, fixados sobre os corpos cilíndricos (fig. 42.19); às vezes,estas caldeiras possuem parede de água.

A. As caldeiras com tubos retos podem ter os tubos em quadrados (isto é, alinhados horizontal e verticalmente) ou em quincôncio, sendo que esta última

disposição permite uma mistura melhor dos gases de combustão, uma utilização melhor da superfície dos tubos e depósitos menores de fuligem sobre os lados da frente e de trás dos tubos. A substituição dos tubos é fácil, porém é necessário que a fachada da caldeira esteja livre em uma distância igual ao comprimento dos tubos; isto nem sempre é fácil, por causa do condutor-distribuidor de bagaço.

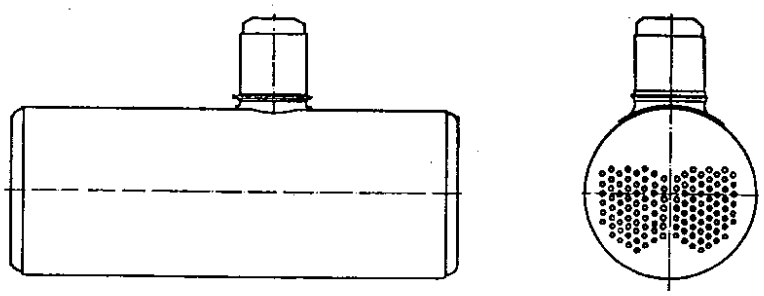


FIG. 42.30. — Caldeira semitubular.

B. As caldeiras com tubos curvos proporcionam uma velocidade superior de circulação da água nos tubos, por causa de sua inclinação maior. A substituição dos tubos é difícil; para fazer passar um tubo da parte de trás, é preciso que o passo dos tubos seja nitidamente superior ao dobro de seu diâmetro, ou que sejam instalados com espaços alternadamente largos e estreitos.

O cálculo das superfícies dos feixes tubulares é efetuado de modo similar ao indicado para os superaquecedores (cf. p. 993), sendo que o calor a ser transmitido é aquele necessário para elevar o calor sensível da água, desde a temperatura de saída do economizador até a temperatura de saturação, e para vaporizar esta água a esta temperatura até o título admitido para a entrada no superaquecedor.

Os coeficientes de transmissão de calor destes 2 modelos de caldeiras não são muito diferentes. Variam entre 30 e 50 kcal/m²/°C/h.

Tubos

Os tubos de caldeiras são fabricados com os diâmetros 50,8, 57, 63,5, 70, 76, 82,5, 89, 95 e 101,6 mm, porém, de modo mais generalizado, com 63,5 e 76 mm. Os tubos curvos são fréqüentemente fabricados com diâmetros menores que os dos tubos retos. O diâmetro tem uma certa importância, pois é possível instalar, em um mesmo projeto geral de caldeira e no mesmo espaço, uma superfície de aquecimento maior com tubos pequenos do que com tubos grandes. A Babcock-Atlantique fabrica seus modelos BR 1 e BR 3 com tubos de 63,5 mm de diâmetro externo. Porém, para uma caldeira sem economizador, propõe tubos de 51 mm. Isto permite instalar no mesmo espaço disponível um feixe tubular com superfície cerca de 20% maior, o que diminui a temperatura da fumaça de cerca de 40°C e permite uma utilização melhor da caldeira sem recuperador.

Geralmente, os tubos são fabricados em aço A.37.

Séries de caldeiras

Segue como exemplo uma série de caldeiras.

Caldeiras Babcock Atlantique. — Estas caldeiras são normalmente construídas para 40 bares, dentro do tipo de caldeiras para bagaço. Há 4 modelos:

BC 1 = com fornalha em forma de ferradura (fig. 42.19),

BR 1 = BR 3 B = com projetores-distribuidores e grelha basculante (fig. 42.15),

BR 3 = com projetores-distribuidores e grelha giratória (fig. 42.31).

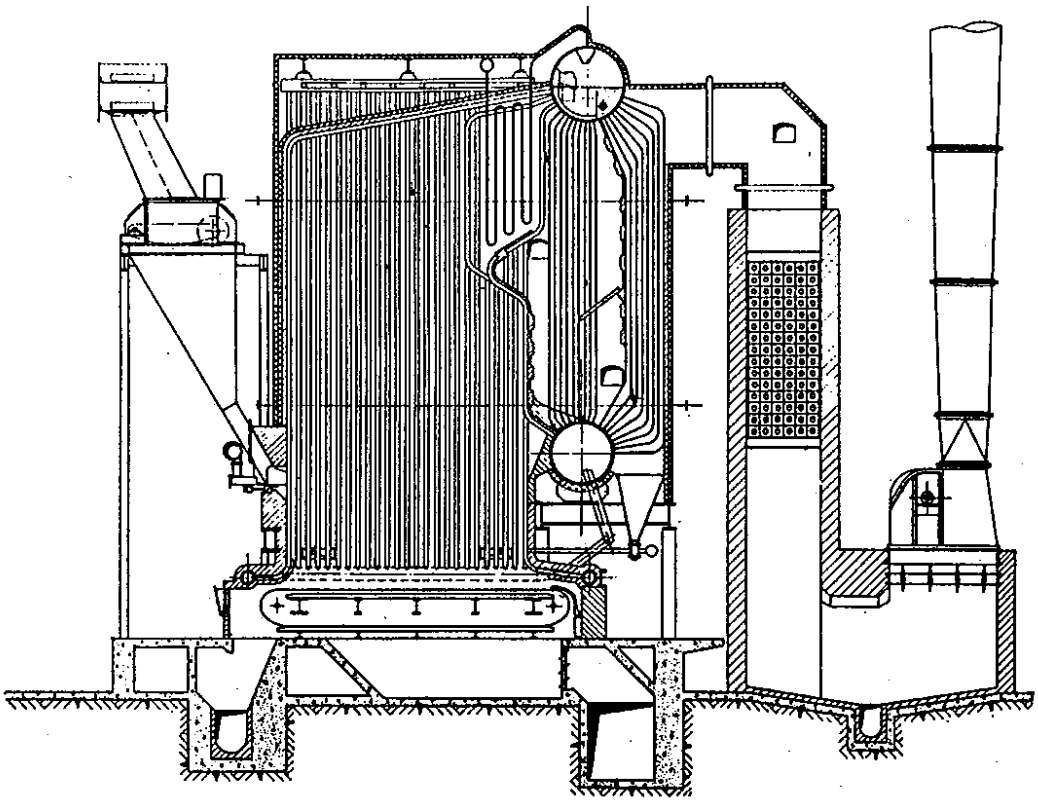


FIG. 42.31. — Caldeira Babcock Atlantique com projetores-distribuidores e grelha giratória, modelo BR 3.

Nos números dos modelos, o primeiro número *n* indica o número de tubos da parede de água, vistos de frente; o segundo, o número de tubos do feixe tubular, também vistos de frente.

Os comprimentos e as larguras não incluem os recuperadores.

As alturas são medidas a partir do nível de aquecimento.

Estas caldeiras possuem todas o mesmo corte longitudinal. São formadas por feixes com tubos justapostos. Cada feixe tubular ocupa 185 mm. Conseqüentemente, a largura útil L da caldeira é, em metros:

$$L = 0{,}185n + 1{,}26$$

Para os modelos BC 1 e BR 1, é possível calcular aproximadamente uma capacidade de uma tonelada de vapor por feixe tubular:

$$Q = n$$

Q = capacidade de vaporização da caldeira, em t/h de vapor,

n = número de tubos da parede de água, vistos de frente.

O modelo BR 1 pode chegar a $Q = 1{,}2n$.

Para o modelo BR 3 B: $Q = 1{,}36n$, aproximadamente.

Para o modelo BR 3: $Q = 1{,}6n$, aproximadamente.

Abaixo fornecemos um resumo de toda a série, a qual compreende quase todos os valores de n, de 10 a 53.

QUADRO 42.29

Caldeiras Babcock Atlantique

Modelo	*Largura*	*Vaporização t/h*			
		BC 1	*BR* 1	*BR* 3 *B*	*BR* 3
Fornalha		ferradura	com projetores-distribuidores		
Grelha			basculante	basculante	giratória
Comprimento		7 m	7 m	7,700 m	8,060 m
Altura		11,450 m	10,100 m	11 m	12,600 m
15/25	4,040 m		16		
20/32	4,960 "	20			
22/36	5,330 "		25		
26/42	6,070 "				43
28/45	6,440 "		31,5		
30/48	6,810 "				49
31/50	7 "			43	
34/55	7,550 "	30			
36/58	7,920 "				60
39/62	8,480 "			53	68
46/73	9,770 "	40			80
53/85	11,070 "				100

Construção das caldeiras

Juntas dos cilindros. — Tromp (p. 283) tem razão em chamar a atenção sobre a comparação a ser efetuada entre os esforços transversais e os esforços longitudinais exercidos sobre as chapas dos cilindros sob pressão.

FIG. 42.32. — Juntas circulares.

a) JUNTAS CIRCULARES. — Corta-se o cilindro num plano vertical (fig. 42.32). A seção recebe de cada lado um esforço de desprendimento:

$$F_c = \pi R^2 \cdot p$$

F_c = força de desprendimento, em kg;
R = raio do cilindro, em cm;
p = pressão existente no interior, em kg/cm².

Esta força se exerce sobre a seção do metal em consideração S_c e a fadiga deste é:

$$f_c = \frac{2F_c}{S_c} = \frac{2\pi R^2 \cdot p}{2\pi R \cdot e} = \frac{Rp}{e} \qquad (42.93)$$

e = espessura do metal, em cm.

b) JUNTAS LONGITUDINAIS. — Corta-se o balão num plano axial (fig. 42.33). Sobre a seção exerce-se, de cada lado, um esforço:

$$F_l = 2RL \cdot p$$

F_l = esforço sobre uma seção longitudinal, em kg;
L = comprimento do cilindro, em cm.

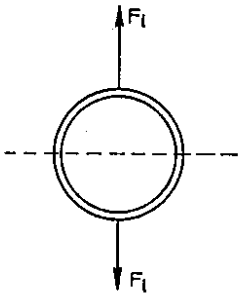


FIG. 42.33. — Juntas longitudinais.

Então, a fadiga longitudinal é:

$$f_l = \frac{2F_l}{S_l} = \frac{2 \times 2RL \cdot p}{2L \cdot e} = \frac{2Rp}{e} \tag{42.94}$$

sem considerar o complemento de resistência oferecido pelos fundos laterais, que é insignificante na parte mediana do cilindro.

Conclusão. — Portanto, observa-se que a fadiga exercida sobre as juntas longitudinais é o dobro da outra:

$$f_l = 2f_c \tag{42.95}$$

As chapas devem ser calculadas em função de f_l. No tempo em que os cilindros eram rebitados, este fato justificava as fileiras duplas de rebites nas juntas longitudinais, enquanto as juntas circulares possuíam uma única fileira.

Cálculo da espessura das chapas dos balões de vapor. — A espessura das chapas a ser adotada para os balões de vapor é estabelecida de modo análogo ao dos cálculos precedentes.

1.º Espessura das virolas. — Tem-se:

$$e = \frac{pD \cdot \lambda}{200R_1\alpha} + c \tag{42.96}$$

e = espessura das chapas das virolas, em mm;
p = pressão máxima, em kg/cm²;
D = diâmetro do cilindro, em mm;
λ = coeficiente de segurança (geralmente, adota-se: $\lambda = 4$);
R_1 = resistência prática do metal à extensão, em kg/mm². A resistência prática é igual à resistência à ruptura R_2, dividida por um coeficiente de segurança $\beta = 3$ a 5 (para a chapa comum, R_2 é de cerca de 37);
α = coeficiente levando em conta a solda da virola (geralmente, adota-se: $\alpha = 0{,}7$);
c = expressão aditiva. Geralmente, adota-se: $c = 1$ a 2 mm.

2.º Espessura dos fundos. — Se o fundo é do tipo "G. R.c.", isto é, em forma de "alça de cesta" e com um grande raio de conjunção (fig. 42.34):

$$e = \left[\frac{pD^2 \cdot \lambda}{1\,000 f R_1} \cdot \varphi\right] + c \tag{42.97}$$

e = espessura das chapas de fundo do tipo "G. R.c.", em mm,
f = flecha do fundo, em mm, em relação à linha dos centros das conjunções,

$$\varphi = \frac{20\frac{r}{R} + 3}{20\frac{r}{R} + 1}.$$

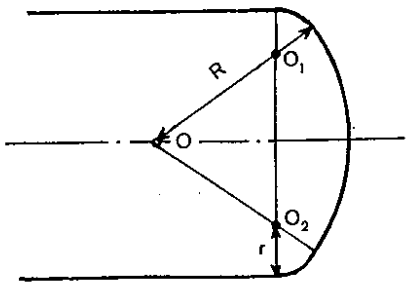


FIG. 42.34. — Fundo "G.R.c.".

r = raio de curvatura da conjunção, em mm;

R = raio de curvatura do fundo esférico, em mm.

Manutenção das caldeiras

Entressafra. — Às vezes, as caldeiras estragam-se tanto durante a entressafra como durante a safra.

Para evitar isto, é preciso esvaziá-las cuidadosamente no fim da safra e observar que não fique água nos recantos. O lado interno deve ser pintado com tinta antiferruginosa e pincelado com óleo queimado; as caldeiras serão fechadas num dia bem seco, após ter colocado em seu interior uma bandeja com cal virgem ou carbureto de cálcio, que absorverá a umidade restante.

Não esquecer de retirar a bandeja antes da safra!

Controle. — Deve-se verificar se os tubos de ligação entre os cabeçais e os cilindros (caldeiras com tubos retos) ou os tubos comuns (caldeiras com tubos curvos) não apresentam pontos corroídos. Em caso afirmativo e quando estes são profundos, é preciso trocar os tubos.

Esta corrosão é devida ao ataque do metal pelo oxigênio dissolvido e deve ser temida principalmente com água ácida. Portanto, é preciso controlar o *p*H da água.

Deve-se verificar se as chicanas refratárias que separam as correntes de chamas estão em bom estado. Um curto-circuito entre estas correntes de chamas pode diminuir o rendimento de modo considerável.

Sopradores de fuligem. — É preciso observar que as tubulações de vapor dos sopradores de fuligem sejam bem purgadas, antes de soprarem. Senão a água projetada provoca uma oxidação rápida em todas as zonas atingidas.

BALANÇO DE VAPOR

Freqüentemente, é necessário estabelecer o balanço de vapor da usina. Portanto, será efetuado um cálculo, mas, para fórmulas generalizadas, as equações obtidas são muito extensas e complicadas. Assim, toma-se um caso concreto, relacionado à moagem duma TCH. É fácil refazer o cálculo para qualquer caso

prático que possa surgir, substituindo os valores adotados por aqueles convenientes ao caso considerado e calculando as quantidades de vapor para a tonelagem por hora adotada.

O cálculo será feito para o caso da termocompressão. É fácil aplicá-lo ao caso duma evaporação sem termocompressão, suprimindo a parte referente ao termocompressor.

Balanço de vapor. — CÁLCULO NUMÉRICO. Supõem-se as seguintes condições:

Moagem da usina	100	TCH
a) *Produção de vapor*:		
Fibra da cana	14	
Peso de bagaço	285	kg/TC
Umidade do bagaço	48	%
Açúcar % de bagaço	2	„
Excesso de ar nas fornalhas	40	„
Pressão das caldeiras	28	kg/cm² ef.
Temperatura de superaquecimento do vapor direto	380	°C
Temperatura da água no tanque de alimentação	90	„
Temperatura dos gases à entrada da chaminé	200	„
Coeficientes caracterizando o rendimento da combustão (cf. p. 971)	$\alpha = 0{,}97$ $\beta = 0{,}97$ $\eta = 0{,}97$	
Usina totalmente eletrificada.		
b) *Consumo de vapor*:		
Quádruplo-efeito com termocompressor		
Peso de caldo misto por TC	1 000	kg/TC
Brix do caldo clarificado	13	
Brix do xarope	65	
Sangrias do 3.º corpo	$P_3 =$ 52	kg/TC
„ „ 2.º „	$P_2 =$ 44	„
„ „ 1.º „	$P_1 =$ 28	„
Quantidade de vapor aspirada pelo termocompressor	$y =$ 100	„
Temperatura do caldo à saída dos aquecimentos por sangria	95	°C
Temperatura do aquecimento final pelo vapor de escape	103	„
Contrapressão	1	kg/cm² ef.
Vácuo	65	cm

Cálculo

Dados. — O PCI do bagaço apresenta o valor (fórmula 42.24):

$$PCI = 4\,250 - (4\,850 \times 0{,}48) - (1\,200 \times 0{,}02) = 1\,900 \text{ kcal/kg}$$

A perda de calor sensível na chaminé tem o seguinte valor (fórm. 42.47):

$$q = [(1 - 0{,}48)(1{,}4 \times 1{,}4 - 0{,}13) + 0{,}5]\,200 = 290 \text{ kcal/kg}$$

A quantidade de calor encontrada no vapor é, então (fórm. 42.49):

$$M_v = (1\,900 - 290)\,0{,}97 \times 0{,}97 \times 0{,}97 = 1\,470 \text{ kcal/kg}$$

Observa-se que:

$$\frac{M_v}{\text{P.C.I.}} = \frac{1\,470}{1\,900} = 77{,}4\,\%$$

Em condições favoráveis chega a 80% e até (SASTA, 38.º C., abril 1964, p. 106) a 82%.

Ora, a vaporização de 1 kg de vapor exige, a uma pressão de 29 kg/cm² abs.-380ºC (quadros 42.3 e 42.1): 761 — 90 = 671 kcal/kg. O kg de bagaço considerado fornece então:

$$\frac{1\,470}{671} = 2{,}19 \text{ kg de vapor a 28 kg/cm}^2\text{-}380^\circ$$

e a tonelada de cana pode fornecer, sendo necessário:

$$285 \times 2{,}19 = 624 \text{ kg de vapor direto.}$$

Gastos. — Calcula-se primeiramente o consumo de vapor das máquinas e a seguir examina-se o consumo da fabricação.

A. MÁQUINAS. — A potência média total das máquinas em uma usina é de cerca de:

QUADRO 42.30

Potência média total consumida

Moendas	9 a 15 kW	= 12 a 20 CV/TCH
Outras máquinas	9 » 15 »	= 12 » 20 »
TOTAL	18 » 30 »	= 24 » 40 »
(média aproximada)	22 »	30 »

Evidentemente, a potência consumida aumenta muito se a usina fornece energia a motores de instalação externa, por exemplo bombas de irrigação. Isto aconteceu no Havaí, especialmente entre 1941 e 1964 (13.º C. ISSCT, p. 256) Em 1941, a média geral do país era de 6,7 kW/TCH = 9,1 CV/TCH. Em 1964, passou a 13,4 kW/TCH = 18,2 CV/TCH.

Se a usina possui turboalternadores, funcionando entre 25 kg/cm²-360ºC e 1 kg/cm², por exemplo (admite-se uma perda de carga e de temperatura entre caldeiras e turboalternadores), e se estes funcionam entre 75% de carga e carga total, a usina consome cerca de 11 a 12 kg de vapor por kWh, ou seja 8 a 9 kg

por cavalo-hora. Se a contrapressão fosse apenas de 0,6 kg/cm², o consumo seria reduzido de 10 a 11 kg/kWh = 7,5 a 8 kg/CVh.

Admite-se que a usina consome um total de 30 CV/TCH. No painel da central elétrica, isto corresponde a:

$$\frac{30}{0{,}85 \times 0{,}97} = 36 \text{ CV/TCH}.$$

0,85 = rendimento médio dos motores elétricos;
0,97 = „ „ das linhas elétricas.

Com um consumo de 8 a 9 kg de vapor por CVh, necessita-se, nos tubos:

$$30 \times (8 \text{ a } 9) \fallingdotseq 250 \text{ kg de vapor por TC.}$$

Porém, este vapor não é perdido: é quase totalmente encontrado sob forma de vapor de escape. Calcula-se, apenas:

Perda nos turboalternadores: 3 a 4%; ou seja: 250 × 0,04 = 10 kg
Vazamentos nas tubulações: 5 kg/TCH, ou seja: 5 „
15 „

No vapor de escape recupera-se:

$$M = 250 - 15 = 235 \text{ kg/TC.}$$

B. FABRICAÇÃO. — a) *Múltiplo-efeito.* — A quantidade de água evaporada pelo múltiplo-efeito é de:

$$E = 1\,000\left(1 - \frac{13}{65}\right) = 800 \text{ kg/TC.}$$

A distribuição desta evaporação entre os corpos, designando por x a evaporação do último, é de:

4.º corpo: x
3.º „ : $x + 52$
2.º „ : $x + 52 + 44$
1.º „ : $x + 52 + 44 + 28 + 100$

e obtém-se: $4x + 156 + 88 + 28 + 100 = 800$

donde:

$$x = \frac{800 - 372}{4} = 107$$

Portanto, o consumo de vapor do 1.º corpo é de:

1.º Vapor a 28 kg/cm² (cf. quadro 33.13):

$$q = \frac{100}{1{,}88} = 53 \text{ kg}$$

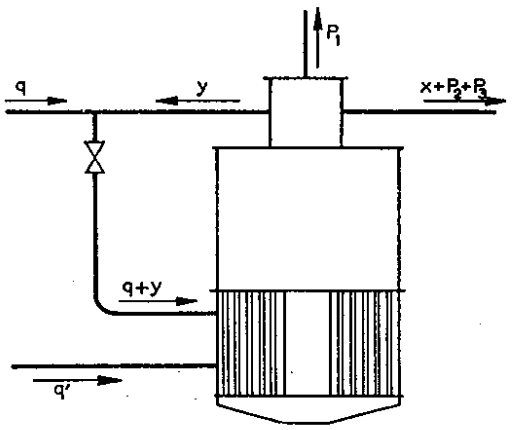


FIG. 42.35. — Funcionamento do 1.º corpo.

2.º Vapor a 1 kg/cm² (fig. 42.35):

$$q' = x + 52 + 44 + 28 + 100 - 100 - 53 = 178 \text{ kg}$$

ou seja, um total de:

$$q + q' = 53 + 178 = 231 \text{ kg/TC}.$$

b) *Cozedores.* — O peso de xarope é de:

$$S = J - E = 1\,000 - 800 = 200 \text{ kg/TC}$$

e o consumo de vapor nos cozedores (cf. p. 704), supondo que sejam concentrados a um Brix de 96, em média:

$$C = 200\left(1 - \frac{65}{96}\right)1{,}5 = 97 \text{ kg/TC}.$$

Entretanto, observa-se que este consumo se refere a um caso favorável e que certos autores calculam consumos de vapor bem maiores nos cozimentos:

Lopez e Clark (Cuba Azucar, O.D. 1969, p. 51)	123 kg/TC
Paturau (PST, Vol. III, p. 87)	125 „
Jenkins (ITCST, p. 454): 115 a 170, em média	150 „
Na Austrália (42.º C. QSSCT, p. 188) calcula-se	160 „

Inversamente, obter-se-ia um consumo ainda menor supondo, como ocorre freqüentemente, que uma parte dos cozimentos fosse aquecida ou concentrada com vapor do 1.º corpo. Isto aumentaria o P_1, que foi calculado apenas a 28 kg/TC, porém diminuiria C proporcionalmente. É possível avaliar entre 1/3 e 2/3 o consumo proveniente das sangrias, sendo que apenas o restante é fornecido pelo vapor de escape.

c) *Aquecedores.* — Os aquecedores finais, aquecidos com o vapor de escape, consomem:

$$R = \frac{1\,000 \times 0{,}9(103 - 95)}{525 \times 0{,}95} = 15 \text{ kg de vapor por TC.}$$

Portanto, o consumo da fabricação é de:

Evaporação	$q + q'$	231	kg/TC
Cozimentos	C	97	„
Aquecedores	R	15	„
		343	„

É preciso acrescentar os seguintes gastos:

Lavagem nas turbinas = 20 kg % kg de açúcar $\neq$ 24 kg/TC	24	kg/TC
Michaëlis, sopradores de fuligem, borbulhagem dos méis, lavagem dos cozedores etc.	25	„
Perdas por condensação, fugas, purgas, válvulas etc.	40	„
	432	„

Como se dispõe apenas de 235 kg de vapor de escape, deve-se utilizar entre 4 a 6 kg/cm² para lavagem, Michaëlis etc., ou para expandir no balão:

$$432 - 235 = 197 \text{ kg de vapor de alta pressão}$$

Portanto, a quantidade total de vapor direto a ser produzido é de:

$$250 + 197 = 447 \text{ kg de vapor.}$$

Uma usina equipada e moendo segundo as condições acima consome, portanto, cerca de 450 kg de vapor por TC. Se possuísse:

um quíntuplo-efeito, no lugar dum quádruplo,

ou uma evaporação sob pressão,

ou aquecimento dos cozimentos com vapor de sangria,

ou se aproveitasse melhor seu termocompressor,

seria possível reduzir ainda mais este consumo.

Portanto, esta usina pode economizar:

$$\frac{624 - 447}{624} = \frac{177}{624} = 28\%$$

de seu bagaço.

Esta economia, conforme foi indicado, pode ser facilmente ultrapassada. Muitas grandes usinas cubanas utilizavam em suas caldeiras apenas 60% do bagaço produzido (FAS, janeiro 1939, p. 47). De outro lado, Jenkins fornece (QSSCT, 28.º, p. 96) um cálculo que demonstra que uma economia de 36% do bagaço é facilmente obtenível.

A potência disponível para ser empregada fora da usina é ainda mais interessante, porque é possível fazer passar nos turboalternadores, ou em um turboalternador especial, não somente os 624 — 447 = 177 kg de excesso de vapor disponível, mas também os 432 — 235 = 197 kg de vapor de alta pressão, os quais, no exemplo citado antes, apenas eram necessários a baixa pressão. Enquanto estes 197 kg só podem ser utilizados em um turboalternador com contrapressão, consumindo cerca de 11 kg de vapor por kWh, os 177 kg do excesso poderiam ser utilizados em um turboalternador com condensação, consumindo apenas cerca de 5 a 6 kg de vapor por kWh. Ou seja, por TC, no exemplo escolhido:

$$\frac{197}{11} + \frac{177}{5{,}5} = 17{,}9 + 32{,}2 \neq 50 \text{ kWh/TC}$$

Assim, a usina dispõe duma potência considerável, que pode ser empregada para bombeamentos de irrigação, ou para fazer funcionar uma oficina anexa (chapas de bagaço, massa de papel, furfural, destilaria), ou que pode, simplesmente, ser vendida à rede pública.

Consumo das máquinas

O consumo das turbinas a vapor é calculado conforme indicado na página 1081.

EXEMPLO. — Segue como exemplo o consumo dum turboalternador, em alguns casos típicos.

QUADRO 42.31

Consumo de vapor dos turboalternadores, em kg/kWh

Pressão de admissão e superaquecimento kg/cm²	*Contrapressão*	*Consumo de vapor, em kg/kWh*		
	kg/cm²	*com ½ carga*	*com ¾ de carga*	*com carga total*
18-325 °C	0,500 ef.	12,3	11,4	10,6
22-350 »	0,600 »	11,6	10,8	10
25-380 »	1 »	11,7	10,9	10,1
25-380 »	1,500 »	12,7	11,8	10,9
25-380 »	0,075 (abs.)	6,2	5,7	5,3

O consumo das máquinas a vapor varia muito, dependendo do estado e da pressão do vapor. De acordo com o gráfico da fig. 43.14, calcula-se:

EXEMPLOS.

QUADRO 42.32

Exemplos de consumo de máquinas a vapor

Modelo de máquina	*Admissão*	*Escape*	*Consumo*
Corliss	8 kg/cm² sat.	0,5 kg/cm²	14 kg CV h
Distribuição por válvulas	15 „ 250 °C	0,5 „	9,5 „

Os consumos maiores são ocasionados pelas bombas a vapor duplex de ação direta, que exigem 35 a 40 kg de vapor por cavalo-hora. Às vezes, ainda, são encontradas como bombas de alimentação de emergência.

Na prática, o cálculo do consumo de vapor das máquinas deve ser efetuado considerando o consumo próprio de cada máquina separadamente.

Perdas

Conforme se indicou no cálculo numérico do modelo acima, convém levar em conta os vários tipos de perdas:

a) **Perdas nas máquinas,** pela parede, condensação, válvulas de segurança, graxetas etc. Nas turbinas, sao provenientes principalmente das fugas nos mancais. Calcula-se:

QUADRO 42.33

Perdas de vapor nas máquinas

Turbinas a vapor	3 % do consumo
Máquinas a vapor levemente superaquecido	10 „ „ „
„ „ „ saturado	15 „ „ „

Esta perda inclui vapor direto na admissão e vapor de escape.

b) **Tubulações.** — Os tubos de vapor perdem por fugas nas juntas, condensação, purgas etc. Noël Deerr (p. 338) calcula que uma usina possui cerca de 5 m² de superfície de tubos por TCH, para tubos de vapor direto, e a mesma superfície para os tubos de vapor de escape. Ou seja, um total de 10 m².

Sem isolação perderiam:

Vapor de escape: 1 200 kcal/m²/h = 10 kg de vapor por TC
Vapor direto: 3 600 „ = 30 „ „ „ „ „

Com isolamento correto, estes tubos perdem em média 300 kcal/m²/h, ou seja, cerca de 3 000 kcal/TC, ou, aproximadamente, 5 kg de vapor por TC.

c) **Múltiplo-efeito.** — Calculando que um múltiplo-efeito evapora *n* kg de água por kg de vapor admitido ao 1.º corpo, consideraram-se suas perdas por

irradiação e convecção, para o caso dum múltiplo-efeito corretamente isolado. Se ele é mal isolado, já foi examinada na página 594 a perda que deve ser levada em consideração.

Consumo de vapor por TC

Finalmente, a quantidade de vapor consumida por TC varia em proporções bastante consideráveis, de acordo com a economia de vapor realizada na fabricação, isto é, depende de se utilizar um quádruplo ou um quíntuplo-efeito, do volume das sangrias efetuadas, da utilização da termocompressão etc.

Os consumos maiores ocorrem na fabricação do açúcar branco, com evaporação em quádruplo e, principalmente, em triplo efeito sem sangrias. Neste caso, o consumo é de 600 a 650 kg de vapor por TC.

Para o açúcar demerara, dependendo da economia realizada na evaporação e da porcentagem da embebição, o consumo é de 500 a 600 kg/TC.

Usinas modernas, bem equipadas, com caldeiras de alta pressão e superaquecimento, quádruplo efeito e sangrias efetuadas nos diversos corpos, consumirão 450 a 500 kg/TC.

Com quíntuplo-efeito, termocompressão ou evaporação sob pressão, é possível reduzir o consumo a 350-450 kg/TC.

Flutuações do consumo de vapor. — As variações das necessidades imediatas de vapor da usina devem-se a vários fatores, dos quais só um deve ser considerado, na prática: as flutuações de consumo nos cozedores. Examinaram-se (p. 703) as variações enormes da taxa de evaporação, do início até o fim do cozimento. Como geralmente há 4 a 6 cozedores, estas variações individuais repercutem ainda mais sobre o consumo geral da usina.

Nos cozimentos, é possível calcular, de modo aproximado, uma variação total de ± 50% (com outras palavras, de 50 a 150, se o consumo médio é 100). Dependendo do Brix adotado para o xarope, das quantidades de água de diluição, de lavagem etc., adicionadas à concentração, o consumo total de vapor da usina varia de 50 a 100 kg por TC, acima ou abaixo de seu valor médio.

Com efeito, é preferível relacionar esta variação à tonelada de cana, a calculá-la em % do consumo total de vapor, porque, praticamente, apenas a variação de consumo nos cozimentos exerce influência. Em % do consumo total de vapor, esta variação representa geralmente entre ± 10 e ± 20%.

Um fator considerável na variação da necessidade de vapor está na dimensão relativa individual dos cozedores. Uma usina com cozedores muito grandes, relativamente à sua capacidade, sobretudo para massa cozida *A*, apresenta um consumo de vapor muito mais irregular que o de uma usina com maior número de cozedores individualmente menores.

Em Formosa (TSJ, outubro 1969, p. 20), calcula-se que, para uma usina dada, um aumento de tonelagem de 2% permite uma economia de vapor de cerca de 1% por TC.

Potência total

Também a potência total simultânea consumida em média em uma usina é bastante variável.

Noël Deerr (p. 330) calcula 18 CVI/TCH.

Tromp (ISJ, 1938, p. 177) estima-a em 25 CVI/TCH, porém assinala que é preciso calcular este índice para cada caso, porque varia muito conforme as instalações.

Na Índia (IX C. ISSCT, Vol. II, p. 31), calculam-se 32 CVI/TCH.

Webre indica (Sp. and M., 9.ª ed., p. 150) como limite superior 26 kW = 35 CVI/TCH.

No quadro 42.30 indicamos 24 a 40 CV/TCH, dependendo do caso, em média 30.

Influência da eletrificação. — É oportuno observar que a eletrificação em si não ocasiona uma economia de vapor. Necessita uma tripla transformação da energia (energia térmica em energia mecânica, energia mecânica em energia elétrica, energia elétrica em energia mecânica), que modifica o consumo em cada caso, e assim o benefício do alto rendimento termodinâmico da turbina a vapor é perdido.

Por exemplo, o cálculo do balanço (p.1039) é efetuado em usina com máquinas a vapor para as moendas e vácuo central, porém, como estas máquinas funcionam com válvulas trabalhando a 15 kg/cm² com vapor levemente superaquecido a 250°C, o consumo total seria muito pouco superior a 470 kg/TC.

Entretanto, a eletrificação possibilitou a realização do progresso principal no consumo de vapor, porque permitiu eliminar as bombas de ação direta, substituídas por bombas a motor e pequenas unidades isoladas.

Influência do Brix. — Em todas as considerações precedentes, o consumo de vapor foi relacionado à tonelada de cana. Isto é normal, porque o fator essencial na usina é a TC. Porém, na realidade, o consumo de vapor depende muito mais da quantidade total de Brix tratado do que da quantidade de cana propriamente dita. Para efetuar comparações exatas entre usinas, ou dentro da própria usina, pode ser interessante não mais relacionar o peso de vapor consumido ao peso de cana moída, mas sim ao peso de Brix que entrou na usina e que constitui cerca de 15% do peso da cana.

Em Java, calcula-se um consumo médio de:

3 200 kcal, aproximadamente, por kg de Brix, para as usinas com defecação (açúcar demerara),

3 500 kcal, aproximadamente, por kg de Brix, para as usinas com sulfitação (açúcar branco),

3 300 kcal, aproximadamente, por kg de Brix, para as usinas com carbonatação (açúcar branco),

calculadas em combustível queimado.

Na África do Sul (39.º C. SASTA, 1965, p. 14), o consumo médio, na mesma correlação, era de 4 170 kcal/kg de Brix, das quais 3 817 kcal eram obtidas com o bagaço e o restante com combustível suplementar.

Entretanto, não se deve esquecer que todo aumento do Brix ocasiona uma diminuição da quantidade de água a ser evaporada. Em Formosa (TSJ, outubro 1969, p. 20), calcula-se que um aumento de 1% do Brix do caldo misto ocasiona uma diminuição de 1% do consumo de vapor por TC.

DISTRIBUIÇÃO GERAL DO CIRCUITO DO VAPOR

O circuito mais simples de vapor, em uma usina moderna, consiste em produzir vapor em caldeiras de alta pressão e expandi-lo à pressão necessária à fabricação em turboalternadores (TA), que produzem toda a potência elétrica necessária à usina (fig. 42.36). Quando as moendas são movidas por turbinas a vapor, estas são alimentadas com uma sangria direta na tubulação de vapor de alta pressão (HP).

Como a quantidade de vapor de escape fornecida pelos turboalternadores é insuficiente, o circuito de alta pressão é ligado ao circuito de baixa pressão (BP), pelo intermédio dum expansor-redutor do superaquecimento (ER), o qual fornece o suplemento necessário.

Evèntualmente, o circuito de alta pressão é completado com uma tomada que vai ao termocompressor (TC).

No caso das moendas movidas por máquinas a vapor, tem-se um circuito de média pressão (MP) alimentando as máquinas a vapor (MV) (fig. 42.37).

Deve-se instalar um expansor-redutor parcial do superaquecimento entre os circuitos HP e MP, porém entre os circuitos MP e BP um expansor simples (E) é suficiente.

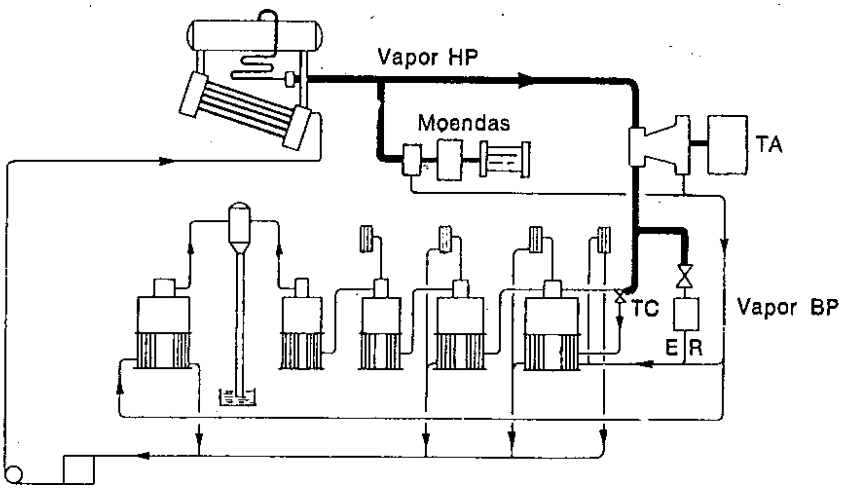


FIG. 42.36. — Circuito do vapor. Esquema n.º 1.

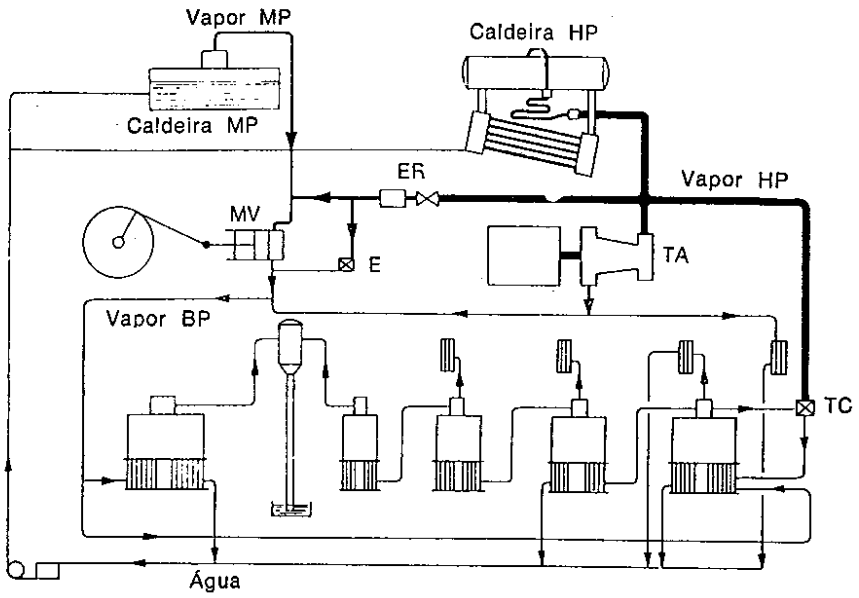


FIG. 42.37 — Circuito do vapor. Esquema n.º 2.

ESCOLHA DA PRESSÃO DE VAPOR

Nas usinas há três tipos de pressão de vapor principais:

a) A pressão de vapor de alta pressão, para os turboalternadores.

b) „ „ „ „ „ média pressão, para as máquinas a vapor.

c) „ „ „ „ „ baixa pressão, para a fabricação.

a) **Escolha da alta pressão.** — Para conseguir um trabalho econômico e conveniente das turbinas a vapor, é preciso dispor duma alta pressão entre 16 e 45 kg/cm².

Abaixo de 16 kg/cm², o consumo das turbinas a vapor aumenta rapidamente. De outro lado, a máquina a vapor alcança facilmente 15 kg/cm². Sendo necessário ficar neste limite, é oportuno, tanto sob o ponto de vista do custo de primeira instalação como sob o ponto de vista do consumo de vapor, adotar máquinas com válvulas funcionando a 15 kg/cm² com um pequeno superaquecimento a 250°C.

De outro lado, acima de 45 kg/cm², o custo de instalação, devido ao preço das caldeiras, o qual aumenta rapidamente com a pressão, diminui o interesse pela economia do vapor.

Acima de 30 kg/cm² é, muitas vezes, necessário tratar a água de alimentação das caldeiras, porque sua qualidade e sua pureza se tornam cada vez mais indispensáveis à medida que a pressão aumenta e, especialmente, nas proximidades de 28 ou 30 kg/cm². Este tratamento acarreta despesas e problemas.

Portanto, geralmente observam-se as seguintes condições de vapor:

QUADRO 42.34

Condições ótimas para o vapor de alta pressão nas usinas de açúcar

Seja :	18 kg/cm²	– 300 a 350 °C
„ :	20 „	– 325 „ 375 „
„ :	25 „	– 350 „ 400 „
„ :	30 „	– 375 „ 425 „

Entre estes vários valores, as vantagens e os inconvenientes se compensam e a escolha pode depender de considerações específicas ou secundárias. Sem especificações, preferimos 28 kg/cm²-380°C.

b) **Escolha da pressão média.** — A pressão média é mais interessante para as máquinas a vapor. Para obter seu funcionamento econômico, necessita-se vapor entre 6 e 15 kg/cm².

As pressões mais altas (12 a 15 kg/cm²) devem ser empregadas nas usinas sem turboalternadores com grupo eletrógeno. Neste caso, suas máquinas a vapor funcionam em condições especialmente econômicas.

Porém, as usinas com 3 níveis de pressão, principalmente quando não possuem máquinas a vapor, ficam num nível de média pressão de cerca de 6 kg/cm².

Havendo máquinas a vapor, não se deve descer a menos de 6 kg/cm², por causa do aumento rápido do consumo de vapor das máquinas, abaixo deste limite.

c) **Escolha da baixa pressão.** — Geralmente, a baixa pressão serve tanto de limite superior da pressão para a fabricação como de contrapressão para as máquinas.

Para não prejudicar a cor dos caldos e para não destruir a sacarose, observou-se (p. 556, quadro 33.4) que é conveniente não ultrapassar 1,5 kg/cm² efetivos em múltiplo-efeito comum e 2 kg/cm² em Kestner.

Havendo necessidade de efetuar a evaporação sob pressão, deve-se aproximar estes limites ou conservá-los. Caso contrário, deve-se ficar entre 0,5 e 1,2 kg/cm². Empregando máquinas a vapor, deve-se ficar entre 0,5 ou 0,6 kg/cm², do contrário pode-se ir até 0,8, 1 ou 1,2 kg/cm².

Às vezes, a baixa pressão é dividida em duas: uma pressão mais elevada para o pré-evaporador e as serpentinas dos cozedores (1,5 kg/cm², por exemplo) e uma outra, mais fraca, para os aquecedores e o múltiplo-efeito (0,5 kg/cm², por exemplo). Esta medida apresenta o inconveniente de complicar a rede de distribuição do vapor.

43

MÁQUINAS A VAPOR

DIFERENTES MODELOS DE MÁQUINAS A VAPOR

As máquinas a vapor distinguem-se de acordo com seu modo de distribuição.

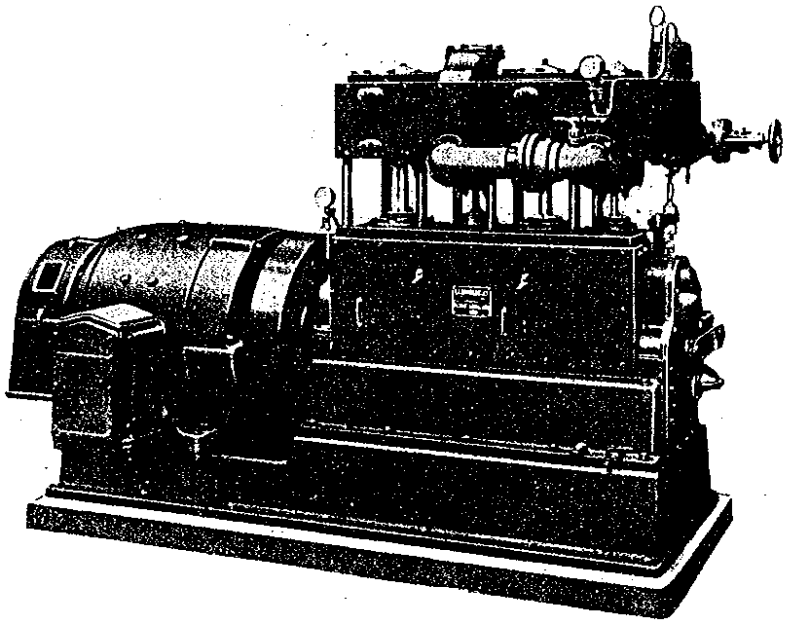


FIG. 43.1. — Grupo eletrógeno movido por máquina Larbodière.

a) **Máquinas de gavetas.** — Não se encontram mais máquinas com gaveta plana, porém as máquinas com gaveta cilíndrica ainda são encontradas.

Em certos modelos, a gaveta cilíndrica reduz o considerável espaço morto e a intensa perda pela parede, que constituem os defeitos da gaveta plana. Esta é a única máquina que pode ser utilizada a altas velocidades (600 rpm) e também a temperaturas altas e até com superaquecimento (275 a 300°C). Este modelo é equilibrado e apresenta boa vedação.

O melhor modelo de máquina com gaveta cilíndrica é a máquina dupla vertical, modelo Larbodière (fig. 43.1). Constitui a solução ideal para todos os pequenos grupos eletrógenos, assim como para as navalhas, nas usinas com caldeiras de baixa pressão. É simples e rústico.

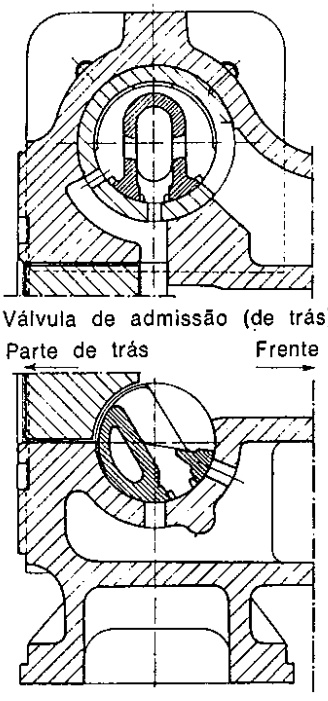


FIG. 43.2. Máquina Corliss. Detalhe das válvulas.

b) **Corliss.** — A Corliss, já antiga (1849), porém de concepção especialmente engenhosa e prática, ainda é bastante empregada nas usinas de açúcar de cana (fig. 15.1.). Os espaços mortos são muito reduzidos. O mesmo ocorre com o esfriamento pela parede, porque admissão e escape se efetuam por dois órgãos separados (fig. 43.2). A laminagem do vapor na admissão, que não pode ser evitada no modelo com gaveta, é bastante reduzida, por causa do acionamento acelerado na admissão e do fechamento no escape. A potência necessária para acionar a distribuição e, conseqüentemente, a reação sobre o regulador são muito baixas.

Por outro lado, a Corliss não funciona bem às temperaturas altas e com superaquecimento, que não deve ser superior a 250°C. Não é indicada para pressões superiores a 9 kg/cm². Também não suporta altas velocidades e não ultrapassa 80 a 100 rpm.

Entretanto, constitui uma solução excelente para as pressões médias (6 a 8 kg/cm²) e as velocidades baixas (50 a 80 rpm).

c) **Distribuidores cilíndricos.** — As máquinas a vapor com distribuição por distribuidores cilíndricos são freqüentemente encontradas em vários países. Os espaços mortos são bastante consideráveis e a vedação é relativa. O distribuidor cilíndrico apresenta praticamente as mesmas características que a válvula; no entanto, oferece a vantagem de proporcionar recobertura apresentando velocidade total no instante em que abre a admissão, evitando a laminagem. Porém, não trabalha bem às temperaturas muito elevadas.

d) **Distribuição por válvulas.** — Por outro lado, a máquina com distribuição por válvulas (fig. 15.2) apresenta a grande vantagem de suportar as temperaturas elevadas e o superaquecimento. A válvula é leve, não se desgasta,

praticamente não necessita lubrificação e adapta-se bem às velocidades altas (até 180 rpm). O esfriamento pela parede é reduzido. Fabrica-se a distribuição por válvula para pressões de admissão indo até 15 kg/cm², e mesmo superiores, e para superaquecimentos até 300°C.

Esta característica permite à distribuição por válvulas funcionar em condições termodinâmicas especialmente favoráveis e, desta forma, oferece a possibilidade de alcançar, nas usinas de açúcar com máquinas a vapor, consumos de vapor comparáveis àqueles obtidos por meio de motores elétricos, com grupos de turboalternadores de alta pressão e superaquecimentos elevados.

POTÊNCIA DAS MÁQUINAS A VAPOR

A potência indicada duma máquina a vapor é aquela desenvolvida no cilindro da máquina. Pode ser facilmente obtida elaborando o diagrama da máquina: com efeito, o quociente da área do diagrama pelo curso do pistão fornece a pressão eficiente média, da qual se deduz facilmente a potência.

A potência indicada também pode ser calculada com a fórmula:

$$T_i = \frac{(kP - p)S \times 2Ln}{60 \times 75} \cdot i \qquad (43.1)$$

T_i = potência indicada da máquina, em CV;
P = pressão absoluta do vapor na câmara de admissão, em kg/cm²;
k = coeficiente teórico indicando a pressão média teórica de admissão do diagrama, fornecido pelo quadro 43.1;
p = contrapressão absoluta no escape, em kg/cm²;
S = superfície efetiva do pistão (= superfície do pistão menos seção da haste ou da contra-haste), em cm²;
L = curso do pistão, em metro;
n = velocidade da máquina, em rpm;
i = coeficiente transformando o diagrama teórico em um diagrama prático, levando em conta os arredondamentos e a inclinação das linhas do diagrama.

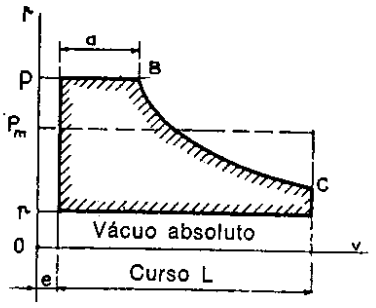


FIG. 43.3. — Diagrama teórico.

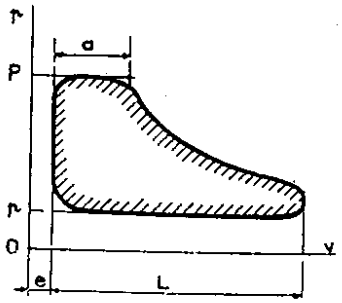


FIG. 43.4. — Diagrama real.

COEFICIENTE k. — O coeficiente k aplica-se ao diagrama teórico da figura 43.3 e permite deduzir a pressão média correspondente, P_m, conhecendo o espaço morto:

$$\varepsilon = \frac{e}{L} \tag{43.2}$$

e a fração de curso correspondendo à admissão:

$$\alpha = \frac{a}{L} \tag{43.3}$$

$P_m = kP$ é, neste caso, a pressão fornecida por um diagrama retangular com a mesma superfície que o diagrama teórico da figura 43.3.

A curva de expansão BC é, geralmente, bastante próxima duma hipérbole eqüilátera e o quadro 43.1 foi calculado identificando a expansão com uma hipérbole exata.

QUADRO 43.1

Valor do coeficiente k de ordenada média em função da admissão e do espaço morto.

Admissão	*Espaço morto*						
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
0,01	0,116	0,140	0,163	0,181	0,200	0,217	0,233
0,02	0,149	0,171	0,190	0,209	0,226	0,242	0,258
0,03	0,181	0,200	0,218	0,236	0,252	0,267	0,282
0,04	0,210	0,228	0,245	0,261	0,276	0,290	0,303
0,05	0,237	0,254	0,270	0,285	0,299	0,312	0,324
0,06	0,263	0,279	0,294	0,308	0,322	0,334	0,346
0,07	0,288	0,303	0,317	0,330	0,343	0,355	0,366
0,08	0,312	0,326	0,339	0,351	0,363	0,374	0,385
0,09	0,335	0,348	0,360	0,372	0,383	0,394	0,404
0,10	0,356	0,369	0,380	0,391	0,402	0,413	0,422
0,11	0,378	0,389	0,400	0,411	0,422	0,432	0,440
0,12	0,398	0,409	0,419	0,429	0,439	0,448	0,457
0,13	0,417	0,428	0,438	0,447	0,457	0,465	0,473
0,14	0,436	0,446	0,456	0,464	0,473	0,482	0,490
0,15	0,454	0,464	0,473	0,481	0,489	0,497	0,505
0,16	0,472	0,481	0,489	0,498	0,505	0,513	0,521
0,17	0,489	0,497	0,505	0,513	0,521	0,528	0,535
0,18	0,505	0,514	0,521	0,529	0,536	0,543	0,550
0,19	0,521	0,529	0,537	0,544	0,551	0,558	0,564
0,20	0,537	0,545	0,552	0,558	0,565	0,572	0,578
0,21	0,552	0,559	0,566	0,572	0,579	0,585	0,591
0,22	0,567	0,574	0,580	0,586	0,592	0,598	0,604
0,23	0,581	0,588	0,594	0,600	0,605	0,611	0,616
0,24	0,595	0,601	0,607	0,613	0,618	0,623	0,629
0,25	0,608	0,614	0,620	0,625	0,631	0,636	0,641

QUADRO 43.1 *(continuação)*

Admissão	*Espaço morto*						
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
0,26	0,622	0,627	0,632	0,638	0,643	0,648	0,653
0,27	0,634	0,640	0,645	0,650	0,654	0,659	0,664
0,28	0,647	0,652	0,657	0,661	0,666	0,671	0,675
0,29	0,659	0,664	0,668	0,673	0,677	0,682	0,686
0,30	0,670	0,675	0,680	0,684	0,688	0,692	0,696
0,31	0,682	0,686	0,691	0,695	0,699	0,703	0,707
0,32	0,693	0,698	0,702	0,707	0,710	0,713	0,717
0,33	0,704	0,708	0,712	0,716	0,719	0,723	0,727
0,34	0,714	0,719	0,722	0,726	0,729	0,733	0,736
0,35	0,725	0,728	0,732	0,736	0,739	0,742	0,746
0,40	0,772	0,775	0,778	0,781	0,784	0,786	0,789
0,45	0,814	0,816	0,818	0,821	0,823	0,825	0,827
0,50	0,850	0,852	0,854	0,855	0,857	0,858	0,860
0,55	0,881	0,882	0,884	0,885	0,887	0,888	0,889
0,60	0,910	0,910	0,911	0,912	0,913	0,913	0,914
0,65	0,931	0,932	0,933	0,933	0,934	0,935	0,935
0,70	0,951	0,951	0,952	0,952	0,952	0,953	0,954
0,75	0,966	0,967	0,967	0,967	0,967	0,968	0,968
0,80	0,979	0,979	0,979	0,979	0,979	0,980	0,980
0,90	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995
1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

COEFICIENTE *i*. — O diagrama real (fig. 43.4) difere do diagrama teórico e sua superfície é bastante menor. Designando por:

S_t = a superfície do diagrama teórico (fig. 43.3),

S_r = " " " " real (fig. 43.4),

obtém-se:

$$i = \frac{S_r}{S_t} \qquad (43.4)$$

A potência indicada real corresponde somente à área real, isto é, é preciso modificar com o coeficiente *i* a área obtida por meio do diagrama teórico.

Abaixo fornecemos o valor do coeficiente *i*, calculado com uma margem de segurança suficiente para cobrir as maiores diferenças possíveis entre um diagrama correto real e o diagrama teórico.

QUADRO 43.2

Valor do coeficiente i para o trabalho indicado
(contrapressão = 0,6 kg/cm² efetivos)

	Pressão de admissão em kg/cm² efetivos										
	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	12	13	15
Máquina com expansão fixa	0,60	0,64	0,68	0,70							
Corliss	0,64	0,71	0,75	0,76	0,79	0,81	0,82				
Distribuição por válvulas		0,69	0,74	0,76	0,78	0,79	0,80	0,84	0,83	0,80	0,79

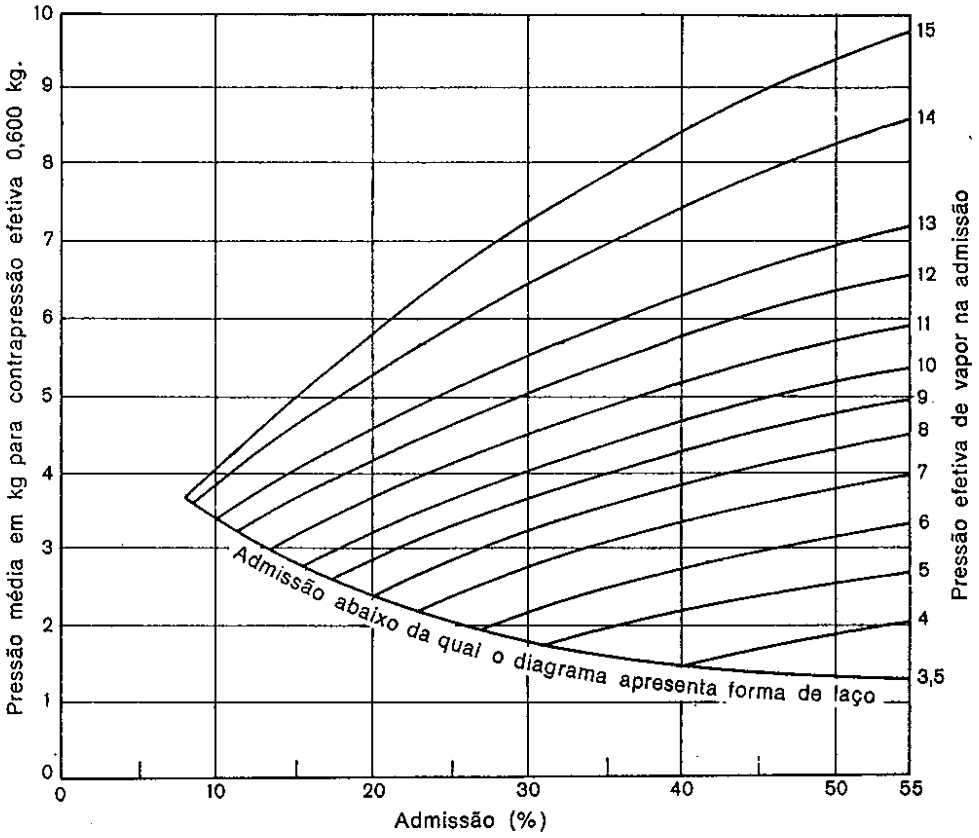


FIG. 43.5. — Determinação gráfica da pressão média.

Com contrapressão diferente de 0,6, seria preciso tomar no quadro 43.2 o valor de i correspondente à mesma diferença $P - p$.

Determinação gráfica da pressão média. — Acima fornecemos (fig. 43.5) um gráfico, cedido pela firma Fives-Lille Cail, que permite determinar a diferença de pressão eficiente média P_m:

$$P_m = (kP - p)i \qquad (43.5)$$

em função:

a) da pressão efetiva do vapor na admissão, P,

b) da admissão, a,

para uma contrapressão $p = 0{,}6$ kg/cm² efetiva no escape.

Para uma contrapressão diferente p', a pressão média correspondente P'_m seria es-

FIG. 43.6. — Diagrama em "forma de laço".

tabelecida adicionando, pela álgebra, à pressão média P_m constatada no gráfico, o valor:

$$0{,}9(0{,}6 - p') \tag{43.6}$$

Este gráfico apresenta a conveniência de indicar a admissão abaixo da qual o diagrama formaria um laço. Uma máquina trabalha bastante bem com um diagrama "em forma de laço" (fig. 43.6), porém o laço corresponde a um trabalho negativo: sua superfície deve ser subtraída da superfície do resto do diagrama, para fornecer o trabalho real.

ESPAÇO MORTO

O valor do espaço morto relativo ε, correspondendo ao final do curso do pistão, varia muito, de acordo com a maneira de distribuição e as proporções da máquina.

QUADRO 43.3

Espaço morto

	ε
Máquinas com gaveta plana	0,03 a 0,10
„ „ „ cilíndrica	0,04 „ 0,15
Corliss	0,02 „ 0,04
Distribuidor cilíndrico	0,05 „ 0,15
Distribuição por válvulas	0,03 „ 0,06

ADMISSÃO MÁXIMA

A admissão é determinada por regulagem, nas máquinas com expansão fixa. Nas máquinas com expansão variável, ela varia com a ação do regulador.

Antes, observou-se que a curva de expansão *BC* segue de modo aproximado a forma duma hipérbole eqüilátera. É o caso do vapor saturado. Com o vapor superaquecido, esta curva aproxima-se duma adiabática:

$$p \cdot v^k = C^{te}$$

na qual o expoente k varia, de acordo com o superaquecimento, de 1,10 a 1,25. Aliás, a adiabática e a eqüilátera não diferem muito entre si.

De qualquer modo, a admissão a deve ser escolhida de modo que o ponto c, correspondendo ao avanço no escape, seja situado corretamente a cerca de 500 a 800 g/cm² acima da contrapressão p. Esta condição determina o ponto B, correspondente a uma certa admissão ótima.

Observa-se imediatamente que, se a admissão ótima é a para uma máquina funcionando sob a pressão de admissão P, seu valor a' será menor para uma máquina funcionando sob a pressão de admissão P, seu valor a' será menor para uma máquina funcionando sob uma pressão maior P' (fig. 43.7).

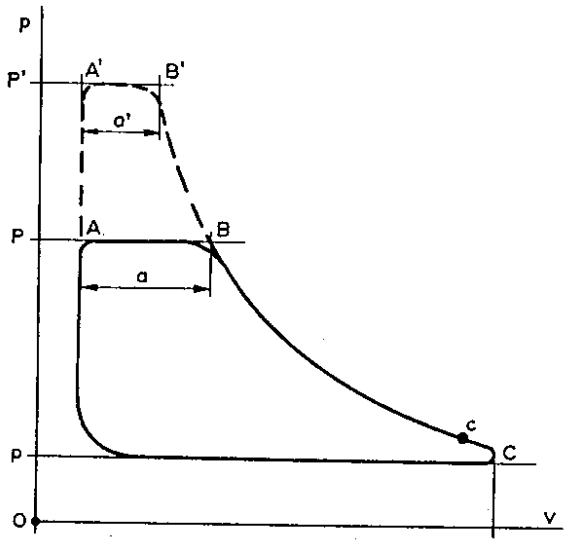


FIG. 43.7. — Admissão ótima.

A admissão ótima também é denominada "admissão econômica". Corresponde ao mínimo da curva de consumo de vapor por cavalo-hora (fig. 43.14) em função da admissão.

A admissão a não deve ultrapassar um certo valor máximo determinado pela posição do ponto B, correspondendo à posição mais alta possível do ponto c, fornecendo um diagrama aceitável.

Portanto, existe uma certa admissão máxima, a qual depende da admissão ótima. Será tanto mais fraca quanto mais fraca for a admissão ótima. Portanto, seu valor determina a potência máxima que a máquina pode desenvolver. Aliás, este valor varia, até certo ponto, conforme o fabricante.

QUADRO 43.4

Valor da admissão ótima

	a_M
Corliss, de 6 a 9 kg/cm²	60 a 50%
Distribuição por válvulas de 8 a 15 kg/cm²	50 „ 35%

Adiante, fornecemos (fig. 43.8) uma curva da admissão máxima que pode ser considerada como obtenível na indústria em uma máquina de distribuição por válvulas, em função da pressão de admissão para a qual foi construída.

Esta curva supõe uma contrapressão $p = 0{,}6$ kg/cm² efetivos. Para uma contrapressão p' diferente de 0,6, é suficiente tomar neste gráfico o valor da admissão máxima correspondendo à pressão de admissão P' tal que:

$$P' - p' = P - 0{,}6$$

Também apresentamos (fig. 43.9) a curva da variação da admissão econômica para as máquinas que funcionam com uma contrapressão de 0,6 kg/cm²

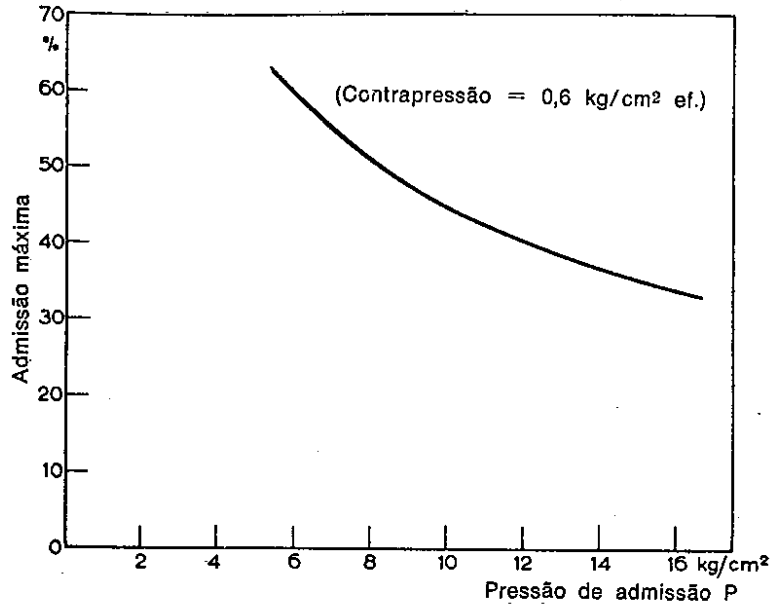


FIG. 43.8 — Distribuição por válvulas. Admissão máxima.

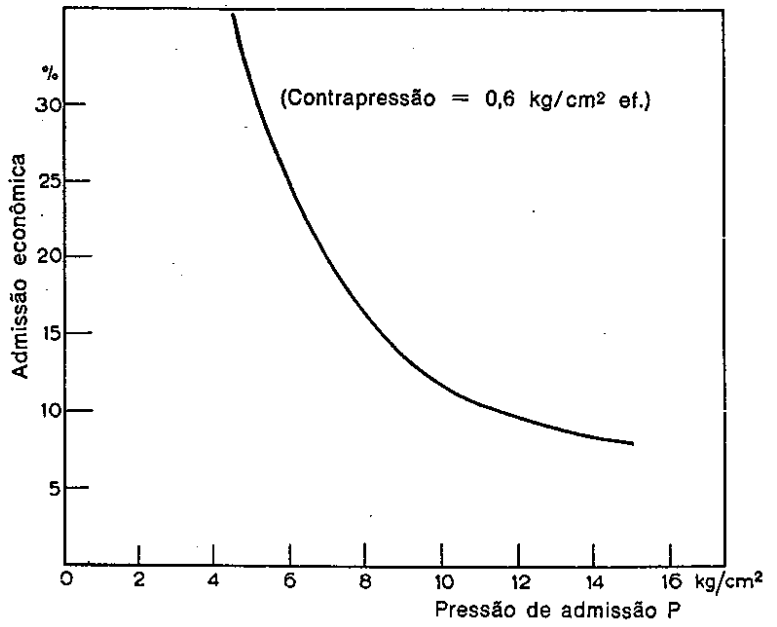


FIG. 43.9. — Admissão econômica em função da pressão de admissão.

efetivos. Aproximadamente, é possível traduzi-la pela seguinte lei simples, que, no entanto, só pode ser aplicada às máquinas com contrapressão próxima ao valor corrente indicado:

$$\alpha_e = \frac{1}{P - p - 1} \tag{43.7}$$

α_e = admissão econômica duma máquina a vapor, numa fração do curso;
P = pressão de admissão, em kg/cm²;
p = contrapressão no escape, em kg/cm².

POTÊNCIA EFETIVA

A potência efetiva duma máquina é a potência real que pode desenvolver sobre o eixo ao qual imprime rotação.

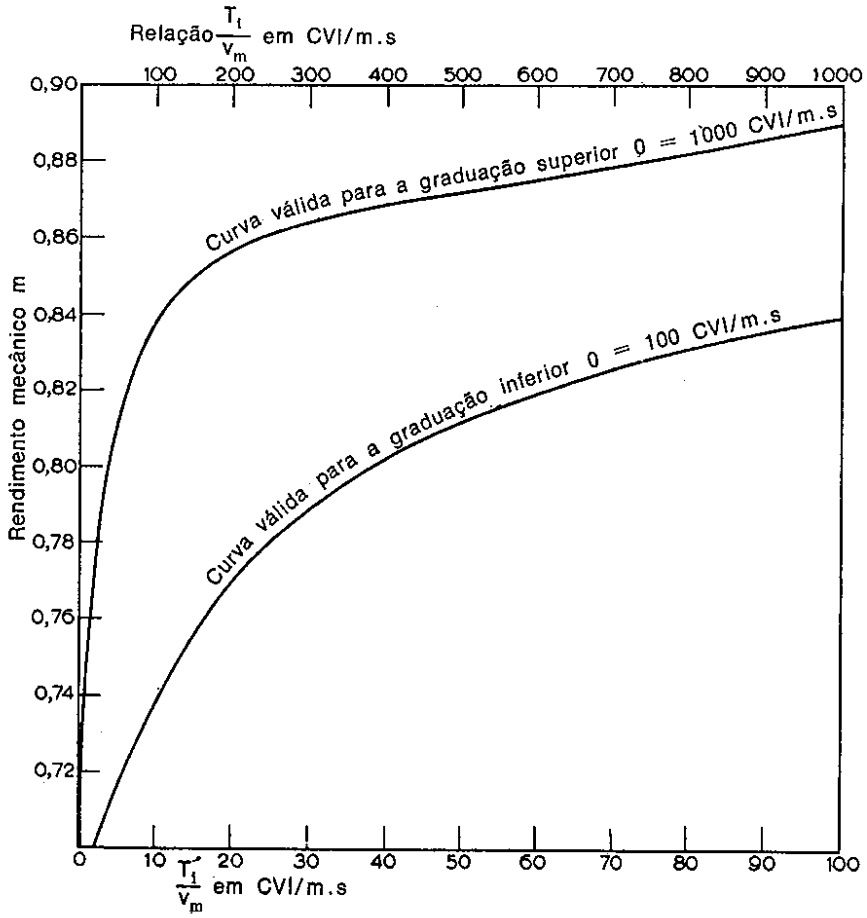


FIG. 43.10 — Rendimento mecânico das máquinas a vapor.

Portanto, a potência efetiva T_e é igual à potência indicada T_i, da qual se deduziu a potência utilizada pela máquina para seu próprio funcionamento, isto é, a potência correspondendo às fricções internas da máquina. Tem-se:

$$T_e = T_i \cdot m \tag{43.8}$$

T_e = potência efetiva da máquina;
T_i = potência indicada da máquina;
m = rendimento mecânico da máquina.

O rendimento mecânico depende do cuidado com que foi fabricado o motor, porém depende antes de mais nada da relação:

$$\frac{T_i}{v_m}$$

da potência indicada da máquina com a velocidade média do pistão. Antes, fornecemos (fig. 43.10) curvas indicando o valor médio do rendimento mecânico em função desta relação, sendo o numerador T_i considerado em CVI e o denominador v_m em metros/segundo.

Estes valores são tomados de acordo com o quadro de Laharpe (p. 1 341). Tromp (p. 242) indica valores um pouco mais altos: 0,85 a 0,93, para máquinas de moendas. Assinala que os valores mais altos correspondem à distribuição por válvulas.

VELOCIDADES DE PISTÃO

A velocidade média v_m do pistão duma máquina tem o seguinte valor:

$$v_m = \frac{2Ln}{60} = \frac{Ln}{30} \tag{43.9}$$

v_m = velocidade média do pistão, em m/s;
L = curso da máquina, em metros;
n = velocidade de rotação da máquina, em rpm.

Este valor é incluído na fórmula de potência. Com efeito, é possível estabelecer (fórms. 43.1 e 43.8):

$$T_a = \frac{P_m \cdot S \cdot v_m}{75} \cdot i \cdot m \tag{43.10}$$

P_m = pressão eficiente média dada pelo diagrama (quociente da área pelo curso).

De outro lado, a velocidade por si só é interessante, porque a prática demonstrou que esta velocidade possui um limite muito marcado, que é preciso respeitar. Se bem que os progressos da fabricação e da metalurgia tenham progressivamente aumentado este limite, ele continua obrigatório. Atualmente, admite-se:

$$v_m \leqslant 4 \text{ m/s} \qquad (43.11)$$

porém, os fabricantes geralmente indicam, para a velocidade máxima de suas máquinas, velocidades de rotação correspondentes a uma velocidade média de pistão de cerca de 3 a 3,25 m/s.

Diagramas. — Abaixo reproduzimos alguns diagramas obtidos com máquinas a vapor de usinas de açúcar (figs. 43.11, 12 e 13).

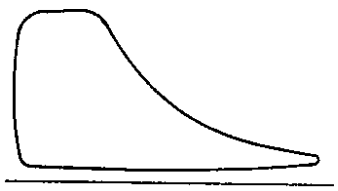


FIG. 43.11. — Diagrama duma máquina Corliss. Lado de trás.

FIG. 43.12. — Diagrama duma máquina Corliss. Lado de trás (P = 4,5; p = 0,3 kg/cm²).

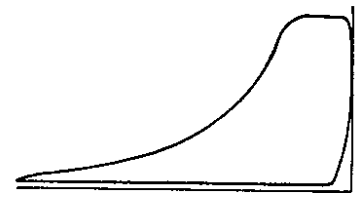


FIG. 43.13. — Diagrama duma máquina Corliss. Lado da frente (P = 6,5; p = 0,5 kg/cm²).

CONSUMO DE VAPOR

Na figura 43.7, observa-se facilmente que o trabalho fornecido pelo vapor com pressão $P' > P$ será superior ao trabalho fornecido pelo vapor com pressão P, porque à área do diagrama acrescenta-se a parte $AA'B'B$. Os dois diagramas correspondem ao mesmo peso de vapor, porque, por hipótese, este vapor ocupa, nos dois casos, o mesmo volume para a mesma pressão (no ponto B, por exemplo).

Conseqüentemente, o consumo de vapor por CVI diminui, quando a pressão de admissão aumenta.

À frente, fornecemos (fig. 43.14) um gráfico, cedido pela firma Fives-Lille Cail, o qual dá o consumo de vapor das máquinas para uma contrapressão p = = 0,6 kg/cm² efetivos, no caso em que a máquina funcione com vapor saturado.

Para uma contrapressão diferente p', é suficiente adotar o consumo Q fornecido pelo gráfico e multiplicá-lo pela relação P_m/P'_m, conforme foi calculada na página 1056:

$$Q' = Q \cdot \frac{P_m}{P'_m} \qquad (43.12)$$

Vapor superaquecido. — Quando a máquina funciona com vapor superaquecido ou quando não é possível utilizar o gráfico da figura 43.14, é melhor calcular o consumo da máquina servindo-se do diagrama entrópico ou das tabelas.

Com efeito, tem-se:

$$Q = \frac{632}{\lambda - \lambda'} \cdot \frac{1}{\eta} \qquad (43.13)$$

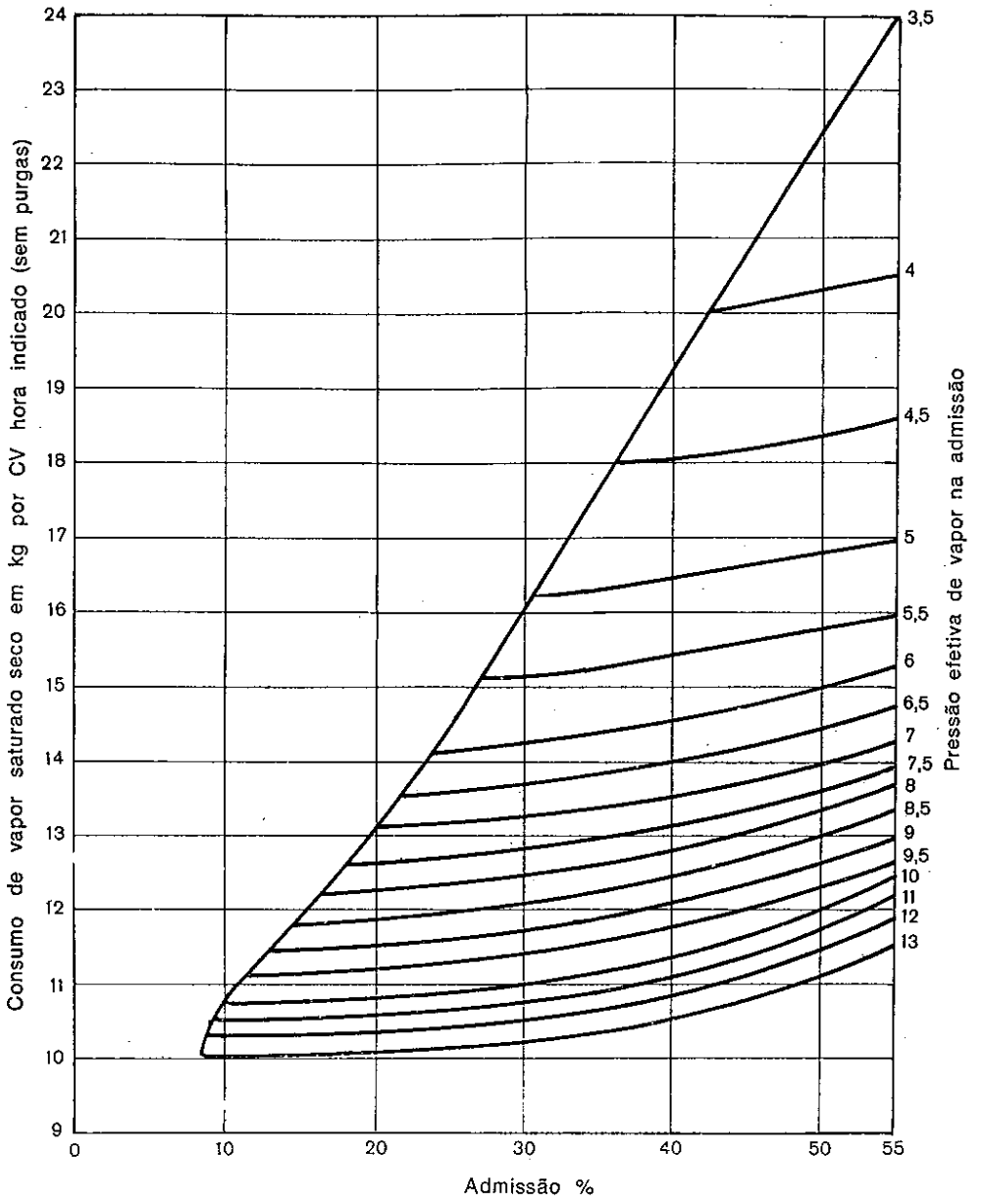


FIG. 43.14. — Consumo de vapor das máquinas a vapor.

Q = consumo de vapor da máquina, em kg/hora/CVI;
λ = calor total do vapor na admissão, em kcal/kg;
λ' = calor total do vapor no escape, em kcal/kg;
η = rendimento termodinâmico da máquina.

632 é o equivalente calorífico do cavalo-hora:

$$632 = \frac{75 \times 3\,600}{427}.$$

Valores do rendimento termodinâmico. — O rendimento n depende das perdas de carga, da admissão, da compressão, da isolação, do espaço morto, da velocidade do pistão, do superaquecimento etc. Tromp (p. 244) assinala estes fatores e fornece a seguinte lista dos valores normais do rendimento termodinâmico:

QUADRO 43.5

Valor do rendimento termodinâmico

	η
Máquinas com ação direta (bombas duplex)	0,25 a 0,35
„ „ gaveta com regulador de estrangulamento	0,40 „ 0,50
„ „ „ cilíndrica, com regulador de estrangulamento	0,45 „ 0,55
„ de expansão Rider, com expansão variável	0,55 „ 0,65
Corliss	0,60 „ 0,70
Distribuição por válvulas	0,65 „ 0,75

Para obter o consumo real de vapor, acrescenta-se ao valor Q encontrado por meio do quadro 43.5:

1.º Para as perdas por condensação (perda pela parede etc.):

15 a 25% para o vapor saturado;

10 a 15% para o vapor superaquecido.

2.º Para as perdas por fugas:

2 a 5%.

44

TURBINAS A VAPOR

TEORIA SUCINTA DA TURBINA A VAPOR

Equação de base. — A equação básica de todos os cálculos da mecânica dos fluidos é a equação denominada de Bernoulli:

$$dz + v \cdot dp + d\left(\frac{V^2}{2g}\right) = 0 \qquad (44.1)$$

Exprime simplesmente a conservação da energia ao longo dum jato do fluido em movimento.

z = altura;
v = volume específico do fluido;
p = pressão;
V = velocidade;
g = aceleração da gravidade.

Para os gases e, principalmente, para o vapor, a integral de dz é sempre insignificante:

1.º porque na turbina tudo se passa à mesma altitude, que é a altitude da turbina.

2.º porque v, pequeno na hidráulica (para a água, $v = 0{,}001$ m³/kg), torna-se predominante no vapor ($v = 1{,}650$ m³/kg para o vapor saturado a 100ºC).

Considerando apenas o vapor, sem levar em conta z, obtém-se a fórmula de Barré de St-Venant:

$$\Delta_1^2 \frac{V^2}{2g} = -\int_{p1}^{p2} v \cdot dp \tag{44.2}$$

que se aplica aos fluidos perfeitos e sem considerar as fricções. Os índices 1 e 2 aplicam-se, respectivamente, ao estado inicial e ao estado final do vapor na transformação considerada.

Relação entre a queda calorífica e a velocidade do vapor. — Considera-se uma transformação do vapor, passando dum estado A para um estado B; por exemplo: passagem do vapor em uma turbina, que, para simplificar, será comparada a uma roda. Traça-se um diagrama dinâmico (fig. 44.1). A fórmula (44.2) de Barré de St-Venant fornece:

$$\frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} = -\int_{p1}^{p2} v \cdot dp = \tau \tag{44.3}$$

V_A = velocidade do vapor no estado A (antes da transformação; por exemplo, na frente da roda);

V_B = velocidade do vapor no estado B (após a transformação; por exemplo, à saída da roda);

τ = área $BbaA$ = trabalho fornecido pelo vapor durante a transformação.

No caso da turbina, partindo da câmara de admissão, sempre é possível negligenciar V_A^2, velocidade do vapor na câmara de admissão, em relação a V_B^2, e, neste caso, obtém-se:

$$V^2 = 2g\tau \tag{44.4}$$

V = velocidade do vapor produzindo o trabalho τ.

No diagrama entrópico, a linha de volume nulo é praticamente a curva $x = 0$. A área sombreada (fig. 44.2) representa o calor consumido q:

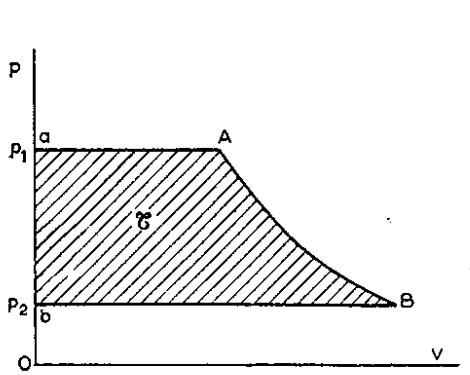


FIG. 44.1. — Transformação do vapor. Diagrama dinâmico.

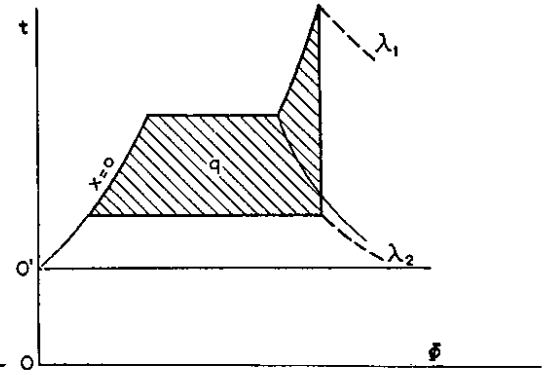


FIG. 44.2. — Transformação do vapor. Diagrama entrópico.

$$\tau = Eq \tag{44.5}$$

E = equivalente mecânico da quilocaloria = 427 kgm;

q = $\lambda_1 - \lambda_2$, que é observado no diagrama.

Portanto, tem-se:

$$V = \sqrt{2gEq} = \sqrt{2 \times 9{,}8 \times 427(\lambda_1 - \lambda_2)} = 91{,}5\sqrt{\lambda_1 - \lambda_2} \tag{44.6}$$

Esta equação é teórica e se aplica a um gás perfeito. Como o vapor não é um gás perfeito, é preciso estabelecer, na prática:

$$V = 91{,}5\sqrt{\alpha(\lambda_1 - \lambda_2)} \tag{44.7}$$

V = velocidade do vapor, em m/s,

λ_1 = calor total do vapor antes da roda,

λ_2 = valor total do vapor à saída da roda,

com:

α = 0,94 para a 1.ª roda, simples ou múltipla,

α = 0,98 para a 2.ª roda e as seguintes,

α = 0,97 para calcular a velocidade no colar dum bocal.

Para levar em conta as fricções num bocal, aplica-se a mesma fórmula, sendo então: α = 0,85.

Esta fórmula (44.7) é uma das mais importantes para o cálculo das turbinas a vapor.

VAZÃO DUM BOCAL

A fórmula de St-Venant permite estudar o escoamento do vapor por um orifício alongado reunindo duas câmaras nas quais as pressões são, respectivamente, p_1 na frente e p_2 atrás.

Os jatos de vapor, ao se escoarem, fazem-no da maneira indicada (fig. 44.3), formando um colar. Demonstra-se que, para os gases perfeitos, a pressão p_0 no colar depende apenas da pressão na frente, p_1:

$$p_0 = 0{,}52p_1 \tag{44.8}$$

Como o vapor não é um gás perfeito, tem-se, na realidade:

$$\left\{\begin{array}{l} \text{para o vapor saturado:} \quad p_0 = 0{,}58p_1 \\ \text{" " " superaquecido:} \quad p_0 = 0{,}54p_1 \end{array}\right\} \tag{44.9}$$

Portanto, o vapor superaquecido aproxima-se mais dum gás perfeito que o vapor saturado.

Fazendo um gráfico onde se estabelece a vazão de vapor do bocal em função da pressão na parte de trás (fig. 44.4), constata-se que a vazão continua constante enquanto:

$$p_2 \leqslant 0{,}54 p_1$$

e a seguir diminui rapidamente, para cair a 0, quando $p_2 = p_1$.

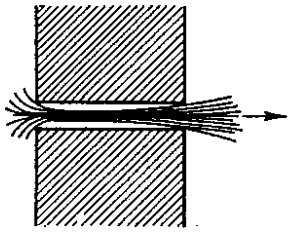


FIG. 44.3. — Escoamento do vapor.

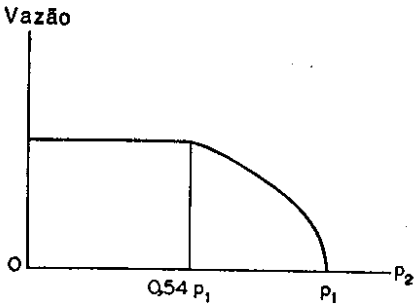


FIG. 44.4. — Vazão dum bocal.

Segue-se que, numa turbina, a vazão de vapor e, conseqüentemente, a potência dependem apenas dos elementos do vapor na frente, p_1 e v_1, e das seções dos colares dos bocais na frente da 1.ª roda.

FORMA DO BOCAL

O bocal recebe a forma que os jatos de vapor tendem a tomar. Entre a entrada e o colar, apresenta aproximadamente a forma dum cone com ângulo de 7º no ápice. Este ângulo é ótimo: um ângulo menor daria um bocal comprido demais, aumentando as fricções; um ângulo maior não seria seguido pelo vapor.

A seção no colar deve-se aproximar dum quadrado. Se não for exatamente um quadrado, este deve aparecer entre o colar e a saída.

TURBINAS A AÇÃO E TURBINAS A REAÇÃO

A equação de Bernoulli (44.1), livre de sua primeira expressão sem importância, dz, demonstra que o vapor produzido pelas caldeiras contém dois elementos geradores de potência: sua pressão e sua velocidade. Como o vapor chega à câmara de admissão com uma velocidade relativamente insignificante, toda sua energia está, na realidade, em sua pressão. Se é superaquecido, o fator v da expressão $v \cdot dp$ mostra que a energia contida em um peso dado deste vapor, a uma pressão dada, aumenta com seu superaquecimento.

Esta energia contida no vapor sob forma de pressão pode ser utilizada de duas maneiras:

a) Transformando-a completamente em energia sob forma de velocidade.

b) Utilizando uma parte diretamente sob forma de pressão e transformando o restante em energia sob forma de velocidade.

Cada um destes dois métodos leva a um modelo de turbinas:

a) A turbina na qual toda a energia é utilizada sob forma de velocidade: são as turbinas a ação.

b) A turbina na qual a energia é parcialmente utilizada sob forma de pressão e parcialmente sob forma de velocidade: são as turbinas a reação.

Estas últimas receberam seu nome do fato de que a expansão do vapor, utilizada nas pás móveis, provoca uma reação sobre estas, contribuindo ao seu movimento, assim como o choque devido à sua velocidade. O nome das turbinas a ação vem dum trocadilho, que deseja ressaltar a diferença com as turbinas a reação. Aproveitando este trocadilho para melhor memorização, é possível dizer: Em todas as turbinas se utiliza a pressão do vapor. Algumas giram sob a ação da velocidade imprimida ao vapor pela queda de pressão: são as turbinas a ação. As outras giram: *a*) sob a ação da velocidade imprimida ao vapor por uma fração da queda de pressão; *b*) sob o efeito da reação provocada nas rodas pela expansão proveniente da fração da queda de pressão que não foi transformada em velocidade: são as turbinas a ação e reação, denominadas, de modo mais simples, turbinas a reação.

Esta distinção não é, de modo algum, acadêmica: impõe-se ao fabricante durante toda a construção da turbina. Nas turbinas a ação, a seção total de passagem nas pás fixas distribuidoras deve ser crescente num mesmo distribuidor e crescente nos distribuidores sucessivos. Porém, a saída dum distribuidor deve ser calculada para a mesma pressão da entrada do distribuidor seguinte, e o vapor atravessa a roda situada entre estes dois distribuidores a pressão constante.

TURBINAS A AÇÃO

Construção das turbinas. — De acordo com o que foi dito, as rodas duma turbina a ação não são feitas para suportar diferença de pressão. Portanto, são furadas, para que, ocorrendo uma reação abrupta, a pressão possa tornar-se imediatamente igual dos dois lados. Entretanto, as duas últimas rodas não são furadas, porque:

a) a diferença de pressão é pequena (cf. quadro 44.2),

b) a reação não é um inconveniente nas últimas rodas, muito pelo contrário (cf. p.1081),

c) estas rodas possuem aletas mais compridas e seu desgaste é mais rápido. Portanto, é melhor não enfraquecê-las com furos.

Adiante, é dado o corte duma turbina (fig. 44.5). O vapor de alta pressão é admitido na câmara de admissão e passa nos bocais sobre as pás duma primeira roda. À saída desta roda, a pressão é retomada pelas pás fixas, que lhe imprimem novamente a direção desejada e a mandam sobre uma segunda roda; e assim por diante (fig. 44.6). Portanto, um ponto importante da construção duma turbina é o bom desenho das pás, que devem conduzir ou receber o vapor com um mínimo de choques, remoinhos e fricções.

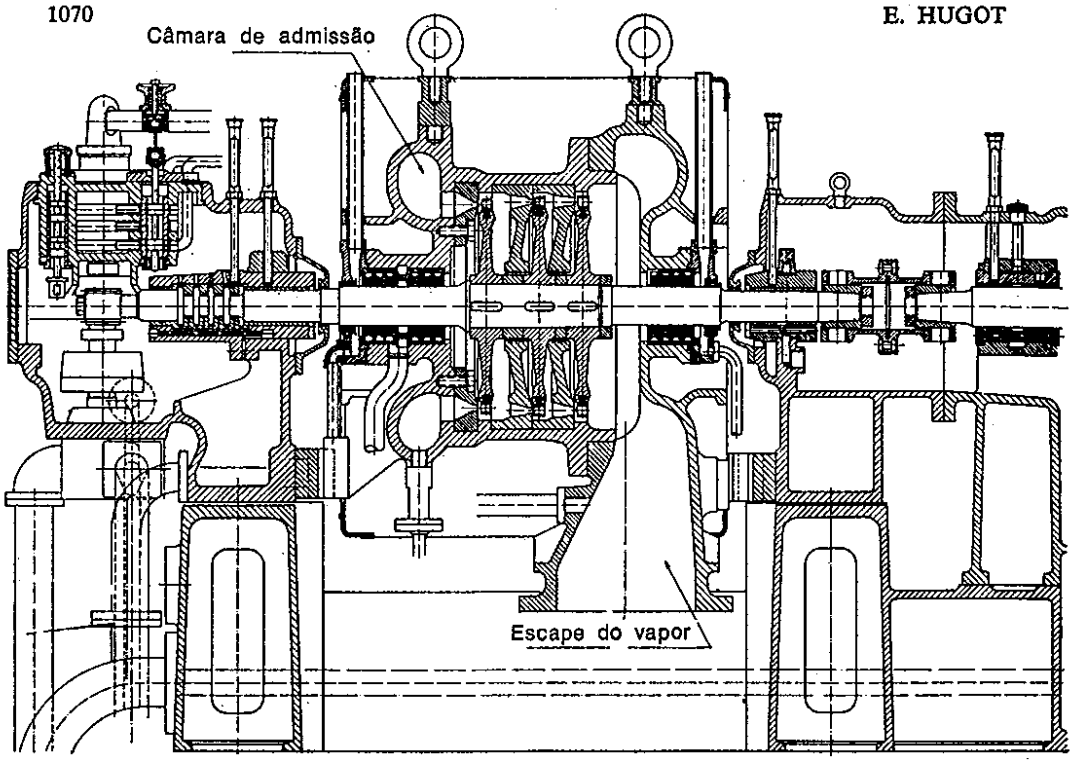


FIG. 44.5. — Turbina a vapor a contrapressão (Fives-Lille Cail).

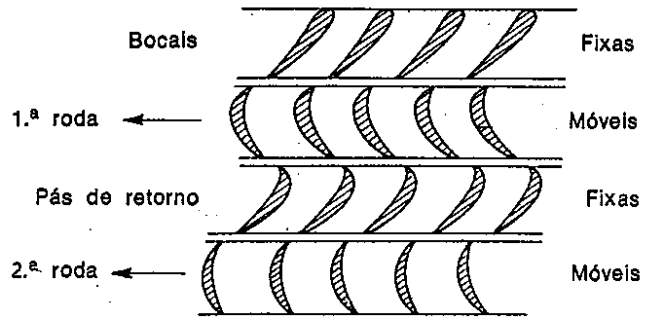


FIG. 44.6. — Pas.

Rendimento duma roda

Seja:

U = velocidade do metal, na metade das pás da roda, devida à rotação;
V = „ absoluta do vapor;
W = „ do vapor em relação à pá;

α = ângulo entre U e V;

β = " " U e W.

Reserva-se o índice 1 à entrada da roda e o índice 2 à saída (fig. 44.7). Como não há expansão e como não se consideram as fricções, toma-se: $W_2 = W_1$.

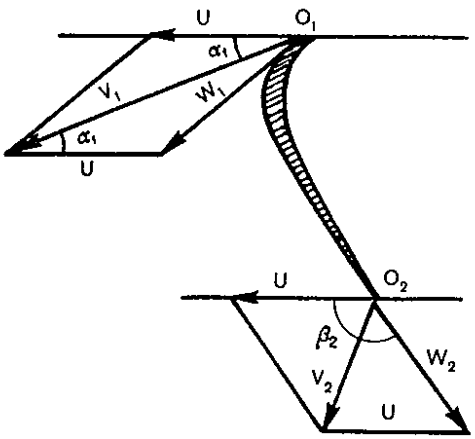


FIG. 44.7. — Velocidade do vapor à entrada e à saída duma roda.

De outro lado, $U_2 = U_1$, porque se trata da mesma roda, atravessada paralelamente ao seu eixo. Finalmente, costuma-se adotar:

$$\beta_2 = 180^\circ - \beta_1.$$

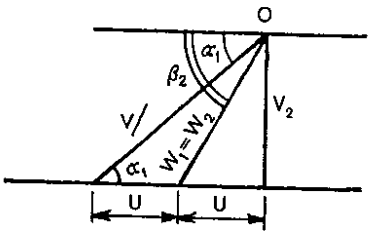


FIG. 44.8. — Triângulo das velocidades.

Executa-se novamente a figura, levando O_2 até O_1 e, por inversão do segundo paralelogramo, W_2 até W_1 (fig. 44.8). Tem-se:

$$V_2^2 = V_1^2 + 4U^2 - 4UV_1 \cdot \cos \alpha_1 \qquad (44.10)$$

Ora, a roda recebe uma energia: $C \cdot \frac{V_1^2}{2g}$ e deixa sair sem trabalho: $C \cdot \frac{V_2^2}{2g}$

C = vazão de vapor da turbina.

Portanto, seu rendimento é:

$$\rho = \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2} \qquad (44.11)$$

e obtém-se, substituindo o numerador pelo seu valor extraído de (44.10):

$$\rho = \frac{4U(V_1 \cos \alpha_1 - U)}{V_1^2} \qquad (44.12)$$

Para uma velocidade V_1 e um ângulo α_1 estabelecidos, procura-se o valor U que fornece o rendimento máximo. Ora, os dois fatores variáveis do numerador formam um produto cuja soma é constante:

$$U + (V_1 \cos \alpha_1 - U) = V_1 \cdot \cos \alpha_1.$$

Portanto, há um máximo quando os dois termos são iguais, ou seja:

$$U = V_1 \cos \alpha_1 - U$$

ou:

$$\frac{U}{V_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \tag{44.13}$$

Observação 1. *Saída normal.* — Estabelece-se:

$$\cos \alpha_1 = \frac{2U}{V_1} \tag{44.14}$$

o que demonstra que, na figura 44.8, V_2 é normal.

Observação 2. *Rendimento máximo.* — Portanto, o rendimento máximo é obtido para:

$$U = \frac{V_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} \tag{44.15}$$

e tem o seguinte valor:

$$\rho_M = \frac{4 \dfrac{V_1^2 \cos^2 \alpha_1}{4}}{V_1^2} = \cos^2 \alpha_1 \tag{44.16}$$

Portanto, o melhor rendimento corresponde ao ângulo α_1 menor. Porém, há um limite na diminuição do ângulo de entrada, porque, para $\alpha_1 = 0$, o vapor não entraria mais na roda. Geralmente, α_1 varia entre 12° e 20° para a primeira roda; freqüentemente, $\alpha_1 = 16°$. Nas rodas seguintes, aumenta até 35° e mesmo 40° para o último distribuidor.

Observação 3. *Regra da ξ.* — Estabelece-se:

$$\frac{U}{V_1} = \xi \tag{44.17}$$

A condição (44.13) traduz-se, neste caso, pela seguinte regra: a relação ξ da velocidade periférica da roda na metade das pás com a velocidade de entrada do vapor nestas pás possui o valor ótimo $= \dfrac{\cos \alpha_1}{2}$.

Observou-se que α_1 não podia diminuir a menos de 12°. Portanto, a ξ ótima, teoricamente, não pode ultrapassar 0,49. Por outro lado, é conveniente aumentar a expansão e, como uma função varia pouco na proximidade de seu máximo, é possível distanciar-se um pouco da ξ ótima, sem modificar sensivelmente o rendimento. Portanto, na prática, não se ultrapassa $\xi = 0{,}45$.

Com efeito, é a velocidade de rotação U que limita o fabricante, devido à fadiga do aço sob o efeito da força centrífuga. Ora, quanto menor é ξ, tanto maior será V e, conseqüentemente, a queda de calorias q, proporcional a V^2 (cf. fórm. 44.6). Portanto, chega-se a um valor menor no diagrama entrópico, a uma pressão p_2 inferior. Uma queda maior em cada roda significa menos rodas, temperaturas e pressões mais rapidamente decrescentes na saída e, portanto, menos fugas e dilatações. Por este motivo, às vezes, sacrifica-se o rendimento teórico e diminui-se até: $\xi = 0{,}30$. Quando não se deseja alterar demasiadamente o rendimento, é preferível ficar nas proximidades de $\xi = 0{,}40$. Em usinas de açúcar, as turbinas a vapor são turbinas com contrapressão cujo rendimento não apresenta uma importância primordial, porque a fabricação necessita de mais vapor de escape do que o que a turbina fornece. Portanto, as turbinas de usinas de açúcar terão ξ variando de 0,30 a 0,40, geralmente.

N.B. — A letra grega ξ pronuncia-se "ksi".

Rendimento interno da roda. — O rendimento que acabamos de considerar e que foi definido pela fórmula (44.11) apenas leva em conta a perda residual $V_2^2/2g$. Também é possível levar em conta as perdas de vapor ocorridas durante sua passagem na roda, por choque, fricção e agitação em turbilhão. Apresentam o seguinte valor:

$$C \cdot \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \tag{44.18}$$

C = vazão de vapor da turbina.

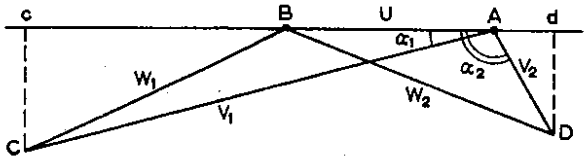


FIG. 44.9. — Rendimento interno da roda.

Como a velocidade U é igual, à entrada e à saída, é possível desenhar o triângulo das velocidades à entrada e o triângulo à saída sobre o mesmo vetor $AB = U$ (fig. 44.9). Estes dois triângulos fornecem:

$$\left.\begin{aligned} W_1^2 &= V_1^2 + U^2 - 2UV_1 \cdot \cos\alpha_1 \\ W_2^2 &= V_2^2 + U^2 - 2UV_2 \cdot \cos\alpha_2 \end{aligned}\right\} \tag{44.19}$$

donde:

$$V_1^2 - V_2^2 - (W_1^2 - W_2^2) = 2U(V_1 \cos\alpha_1 - V_2 \cdot \cos\alpha_2) \tag{44.20}$$

Multiplicando por $\frac{C}{2g}$, segue:

$$C \cdot \frac{V_1^2}{2g} - C \cdot \frac{V_2^2}{2g} - C \cdot \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \frac{C}{2g} \cdot 2U(V_1 \cos\alpha_1 - V_2 \cdot \cos\alpha_2) \tag{44.21}$$

Ora:

$$C \cdot \frac{V_1^2}{2g} = \text{potência fornecida à roda;}$$

$$C \cdot \frac{V_2^2}{2g} = \text{perda pela velocidade residual;}$$

$$C \cdot \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \text{perdas por choques e fricções.}$$

Portanto, o primeiro termo da equação (44.21) representa a potência restante, levando em conta estas duas perdas. Relacionando-a à potência fornecida, obtém-se o "rendimento interno" da roda:

$$\rho_i = \frac{2U(V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2)}{V_1^2} \tag{44.22}$$

É também denominado "rendimento hidráulico" ou "rendimento termodinâmico".

No desenho (fig. 44.9), lê-se graficamente:

$$\rho_i = \frac{2U \times \overline{cd}}{V_1^2} \tag{44.23}$$

Necessidade de várias rodas. — A queda normal de calorias duma turbina com contrapressão, entre a caldeira e a tubulação de vapor de escape, é de cerca de 100 a 150 kcal/kg. O valor mais freqüente seria:

$$\begin{aligned} \lambda_A \text{ (23 kg/cm}^2 \text{ ef.-350 °C)} &= 747 \text{ kcal/kg} \\ \lambda_B \text{ (0,5 kg/cm}^2 \text{ ef.-}x = 0{,}93) &= 607 \quad \text{„} \\ \lambda_A - \lambda_B &= 140 \quad \text{„} \end{aligned}$$

Desejando utilizar a queda toda sobre uma roda, chegar-se-ia a uma velocidade de vapor:

$$V = 91{,}5\sqrt{0{,}94 \times 140} = 1\,050 \text{ m/s}$$

o que exigiria uma velocidade periférica:

$$U = \xi \cdot V = 0{,}40 \times 1\,050 = 420 \text{ m/s.}$$

Ora, esta velocidade é impossível de ser atingida. As velocidades mais altas que podem ser alcançadas são de cerca de 300 m/s e, geralmente, procura-se conservar velocidades moderadas de 160 a 220 m/s. Allen (S. y A., abril 1975, p. 25) emprega geralmente 190 m/s. Assinala-se de passagem, a título informativo, que as velocidades periféricas máximas alcançadas nas turbinas a vapor com alta potência são da ordem de 570 m/s.

Para ficar nas condições de rendimento máximo, isto é, para poder respeitar a regra da relação ξ, há 2 meios.

1.º Meio. — *Estágios de pressão.* — Se a turbina funciona entre as pressões P_A e P_B, esta queda de pressão é decomposta em x estágios, sendo que cada estágio compreende uma coroa de pás distribuidoras fixas, na qual se faz toda a expansão, e uma roda atravessada a pressão constante.

Como se distribuem estas expansões parciais?

REGRA. — Há um rendimento máximo quando todas as rodas possuem a mesma potência.

Nestas condições, cada uma das rodas x terá que absorver $\frac{q}{x}$ kcal e cada distribuidor dará vazão ao vapor à velocidade:

$$V_x = 91{,}5\sqrt{\alpha\frac{q}{x}} \tag{44.24}$$

e a velocidade periférica ótima torna-se:

$$U_x = \xi V_x$$

Donde:

$$\frac{U_x}{U} = \frac{V_x}{V} = \frac{91{,}5\sqrt{\alpha\frac{q}{x}}}{91{,}5\sqrt{\alpha q}} = \frac{1}{\sqrt{x}} \tag{44.25}$$

Portanto, utilizando 4 rodas, é possível baixar a uma velocidade 2 vezes menor que para uma roda única.

Determinação do número de rodas. — Seja:

x = o número de rodas da turbina;
q = a queda total de calorias = $\lambda_A - \lambda_B$,
q_1 = „ „ de calorias na 1.ª roda;
q_n = „ „ „ „ em cada uma das rodas seguintes.

É importante que todas as rodas da turbina tenham o mesmo diâmetro e a mesma ξ. Esta condição é facilmente realizável numa turbina de usina com contrapressão. Portanto, tem-se:

$$V = \frac{U}{\xi} = \frac{\pi n}{60}\,\frac{D}{\xi} = C^{te} \tag{44.26}$$

n = velocidade de rotação da turbina, em rpm;
D = diâmetro das rodas na metade das pás, em metros;
V = velocidade do vapor, em m/segundo.

Ora (fórm. 44.7):

$$V = 91{,}5\sqrt{0{,}94q_1} = 91{,}5\sqrt{0{,}98q_n}$$

com:

$$q_1 = q - (x-1)q_n$$

Portanto, necessita-se:

$$0{,}94[q - (x-1)q_n] = 0{,}98q_n$$

donde:

$$q = x,04q_n \tag{44.27}$$

Ora:

$$U = \xi V = \xi \cdot 91{,}5\sqrt{0{,}98q_n} = \xi \cdot 91{,}5\sqrt{0{,}98\frac{q}{x,04}}$$

Donde:

$$x,04 = \frac{8\,205(\lambda_A - \lambda_B)}{U^2} \cdot \xi^2 \tag{44.28}$$

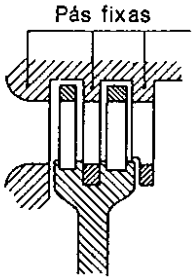


FIG. 44.10. — Roda dupla.

REGRA. — x recebe os valores 1, 2, 3, 4, 5 etc. Calculam-se as ξ correspondentes e escolhe-se o número de rodas x, que será indicado pela ξ mais próxima daquela procurada.

2.º MEIO. — *Estágios de velocidade.* — Para ficar nas condições de rendimento máximo, também é possível utilizar a queda de pressão, ou uma parte desta queda, fazendo atravessar com vapor a pressão constante (turbina a ação) 2 ou mais coroas de pás móveis sucessivas, dispostas em uma mesma roda e separadas por pás fixas de retorno (figs. 44.10 e 17.2).

Características das rodas múltiplas. — Um estudo desta solução, similar àquela efetuada com a roda simples, leva às seguintes conclusões:

1.º ξ. Uma roda múltipla de ordem n com uma ξ ótima:

$$\xi_n = \frac{\cos \alpha_1}{2n} \tag{44.29}$$

Conseqüentemente, se a ξ ótima duma roda simples é, por exemplo, 0,42, a duma roda dupla será 0,21 e a duma roda tripla, 0,14:

$$\xi_n = \frac{\xi_1}{n} \tag{44.30}$$

2.º *Queda de calorias.* Como o condutor é limitado pela velocidade periférica e como este limite é praticamente o mesmo para uma roda múltipla ou uma roda simples, é preciso ter (índice 1 para a roda simples; índice n para a múltipla):

$$U = \xi_1 V_1 = \xi_n V_n = \frac{\xi_1}{n} \cdot V_n \tag{44.31}$$

Donde:

$$V_n = nV_1 \tag{44.32}$$

ou:

$$91{,}5\sqrt{\alpha q_n} = n \cdot 91{,}5\sqrt{\alpha q_1}$$

Donde:

$$q_n = n^2 \cdot q_1 \tag{44.33}$$

Portanto, uma roda dupla absorve 4 vezes a quantidade de calorias absorvida por uma roda simples. Com outras palavras, uma roda dupla substitui 4 rodas simples numa turbina.

OBSERVAÇÃO. — Evidentemente, isto não é mais válido quando não se adotam as ξ correspondentes nos dois casos. Por exemplo, é fácil ver que uma roda dupla com $\xi = 0{,}2$ vale apenas os 9/4 duma roda simples com $\xi = 0{,}3$. Porém, o rendimento da última é muito menos satisfatório.

Observa-se de passagem que é possível aumentar a potência duma roda admitindo uma diminuição de seu rendimento.

3.º *Rendimento.* O rendimento teórico duma roda múltipla é o mesmo da roda simples:

$$\rho_n = \rho_1 = \cos^2 \alpha_1 \tag{44.34}$$

4.º *Distribuição da potência nas coroas.* Os triângulos de velocidades demonstram que as potências transmitidas pelas várias coroas duma roda múltipla estão na mesma relação dos números ímpares sucessivos decrescentes:

Roda dupla 3-1
Roda tripla 5-3-1.

As fricções só pioram esta má distribuição teórica.

5.º *Campo da roda dupla.* Quando se compara o conjunto das perdas em uma roda dupla com aquele das perdas em 4 rodas simples equivalentes, que ela substitui, constata-se que a potência é importante: para uma certa potência P_0, as perdas são iguais. Abaixo, são inferiores para a roda dupla; acima, são superiores. Conseqüentemente, a roda dupla é conveniente para as pequenas potências. Geralmente, admite-se:

$$P_0 = 4p\left(\frac{n}{1\,000}\right)^3 D^5 \tag{44.35}$$

P_0 = potência-limite de emprego da roda dupla, em CV;
p = pressão de admissão do vapor, em kg/cm² efetivos;
n = velocidade de rotação da turbina, em rpm;
D = diâmetro médio das rodas, em metro.

Esta fórmula demonstra que, havendo roda dupla, esta deve estar no início, porque p diminui muito depois da 1.ª roda.

O campo da roda tripla é ainda restrito e, conseqüentemente, sua utilização é rara.

6.º *Vantagens da roda dupla.* Há propensão a empregar a roda dupla até um pouco além de seu campo, para uma potência um pouco superior a P_0, quando ocasiona uma queda de 1/2 ponto a 1 ponto de rendimento. Com efeito, oferece as vantagens:

a) Expansão considerável em uma única roda, diminuindo de imediato e consideravelmente a pressão sobre o fundo de admissão.

b) Por causa desta diminuição de pressão, há melhor conservação das juntas de alta pressão.

c) Diminuição correlativa de temperatura, diminuindo os jogos e ocasionando menor desgaste do rotor.

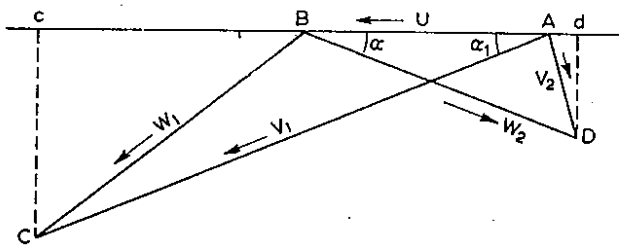
d) Rigidez da roda, devido à sua coroa dupla, havendo menos riscos de deformá-la com uma abertura brusca demais da válvula de vapor.

e) Eixo mais curto (uma roda em vez de 4).

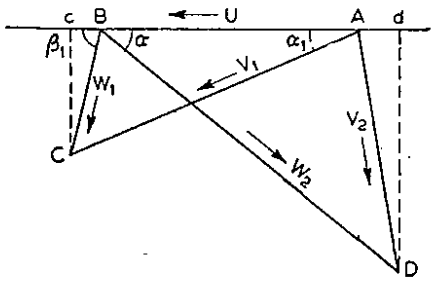
TURBINAS A REAÇÃO

Observou-se (p. 1069) que as turbinas a reação são turbinas nas quais a expansão do vapor é efetuada, parte nas pás fixas e parte nas pás móveis, conferindo a estas um suplemento de velocidade e força.

Triângulo das velocidades. — A reação conduz a diferenças bastante consideráveis na escolha das velocidades (fig. 44.11). Nas turbinas a ação, W_2 é inferior a W_1, por causa da fricção do vapor sobre a pá, e V_2 é muito mais fraca



Turbina a ação



Turbina a reação

FIG. 44.11 — Velocidades no caso da ação e da reação.

que V_1, porque é a energia $\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$ que se transforma em movimento na roda.

Nas turbinas a reação, o vapor que se expande na roda, W_2, é superior a W_1, e V_2 é muito maior que na turbina a ação. O ângulo β_1 é próximo a 90°, em vez de ser de 20 a 60°, como na turbina a ação.

ξ. — O cálculo e a experiência demonstram que o rendimento apresenta um máximo para $\xi = 0{,}85$ aproximadamente. Reservando o índice 0 à turbina a ação, observa-se que, aproximadamente:

$$\xi = 2\xi_0 \tag{44.36}$$

Velocidade do vapor. — Conseqüentemente:

$$\frac{U}{V} = 2\frac{U_0}{V_0}$$

Porém, sabe-se que é U que limita o fabricante e a reação não determina a resistência do aço da turbina. Logo, $U = U_0$. Portanto:

$$V = \frac{V_0}{2} \tag{44.37}$$

Numa turbina a reação, a velocidade do vapor é 2 vezes mais fraca que numa turbina correspondente a ação.

Número de rodas. — Supõe-se que se utilize, na turbina a reação, a metade da queda de calorias sob forma de velocidade. A outra metade fica para a reação (esta é a proporção geralmente adotadá). Se o número de rodas é x, a velocidade será, portanto, dada por:

$$V = 91{,}5\sqrt{\frac{q}{2x}}$$

e, comparando esta turbina com uma turbina a ação, funcionando sob a mesma queda de calorias q, obtém-se, de acordo com a lei (44.37):

$$91{,}5\sqrt{\frac{q}{2x}} = \frac{91{,}5}{2}\sqrt{\frac{q}{x_0}}$$

donde:

$$x = 2x_0 \tag{44.38}$$

A turbina a reação possui 2 vezes mais rodas que a turbina a ação correspondente.

Choque e fricção. — Sejam η as perdas por choque e fricção. São indicadas em cada roda por uma expressão com a forma:

$$\eta = k \cdot V^2 \tag{44.39}$$

ou seja, para as duas turbinas a serem comparadas:

$$\eta = k \cdot xV^2 \qquad \eta_0 = k \cdot x_0 V_0^2$$

Donde:

$$\eta = k \cdot 2x_0 \cdot \frac{V_0^2}{4} = \frac{\eta_0}{2} \tag{44.40}$$

Portanto, a reação apresenta uma utilização mais branda do vapor: esta é sua grande vantagem.

Fugas. — Na turbina a ação, as fugas só ocorrem nos diafragmas. Na turbina a reação, há também as fugas na periferia das rodas, por causa da dife-

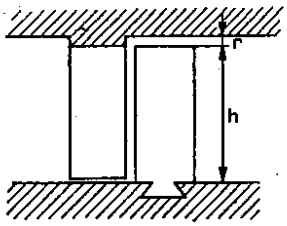


FIG. 44.12. — Fugas.

rença de pressão entre os dois lados da roda. Esta fuga é medida por $\frac{r}{h}$ (fig. 44.12). Portanto, é muito mais considerável nos estágios de alta pressão:

1.º Porque r é considerável nas turbinas a reação, por causa das grandes diferenças de temperatura: 1 a 1,5 mm.

2.º Porque h é baixo nestas turbinas.

Impulso axial. — O impulso axial, muito fraco numa turbina a ação, torna-se bastante forte numa turbina a reação, obrigando o fabricante a adotar dispositivos para absorvê-lo.

Grau de injeção. — Na 1.ª roda, a reação obriga a uma injeção total anular, proibitiva em potências pequenas, porque leva a alturas de aletas muito pequenas. Estas nunca são menores do que 5 mm. Este é o motivo pelo qual não se trabalha com reação em potências pequenas e, de qualquer modo, nunca a partir da 1.ª roda.

Conclusões. — Resumindo as vantagens e os inconvenientes precedentes, observa-se que é conveniente ter os estágios de alta pressão com turbinas a ação e os de baixa pressão com turbinas a reação. Desta forma:

a) É possível recorrer à injeção parcial.

b) Evitam-se as fugas nos pontos nos quais r/h é alto.

c) O impulso axial é evitado nas rodas em que as diferenças de pressão são maiores.

d) A turbina a reação melhora o rendimento dos últimos estágios.

As turbinas comuns de usinas de açúcar são turbinas a ação, pelo menos nos estágios de alta pressão.

CONSUMO DE VAPOR

O consumo de vapor das turbinas é calculado como para as máquinas a vapor, quando se conhece seu rendimento termodinâmico (cf. fórm. 43.13).

Como as turbinas são utilizadas principalmente para fazer movimentar alternadores nos grupos turboalternadores da central elétrica, considera-se o consumo de vapor por kWh, ou por cavalo-hora,nos bornes do quadro. O consumo é dado por:

$$Q = \frac{632}{(\lambda - \lambda')\eta \cdot \rho_r \cdot \rho_g} \qquad (44.41)$$

ou:

$$Q' = \frac{860}{(\lambda - \lambda')\eta \cdot \rho_r \cdot \rho_g} \qquad (44.42)$$

Q = consumo de vapor do grupo turboalternador, em kg/cavalo-hora;
Q' = „ „ „ „ „ „ „ kg/kWh;
λ = calor total do vapor na câmara de admissão, em kcal/kg;
λ' = „ „ „ „ no escape, em kcal/kg;
η = rendimento termodinâmico da turbina;
ρ_r = „ do redutor (se a turbina possui engrenagens);
ρ_g = „ „ alternador ou da geratriz.

Valor de ρ_g. — É de cerca de 0,91 a 0,94. É um pouco mais alto para os alternadores grandes do que para os pequenos.

Valor de ρ_r. — Varia de 0,97 a 0,985.

Valor de η. — O rendimento termodinâmico da turbina depende:

a) De sua construção mais ou menos cuidada.

b) De sua potência, porque o rendimento é melhor à medida que a turbina é mais forte.

c) Da queda adiabática de calorias, porque o rendimento é melhor à medida que a queda é maior.

Calcula-se:

QUADRO 44.1

Valores médios do rendimento termodinâmico

Turbinas a vapor a ação	
Turbinas com contrapressão	
Contrapressão = 3 a 7 kg/cm² ef.	η = 0,65 a 0,70
„ = 0,5 „ 3 „ „	0,70 „ 0,72
Turbinas com condensação	0,72 „ 0,75
Turbinas a reação e a condensação	0,75 „ 0,80

Para obter o consumo de vapor real, acrescenta-se ao valor Q encontrado:

a) Para as perdas por condensação 3 a 5%

b) Para as perdas por fugas 2 „ 3 „

Perdas de carga. — Convém não esquecer as perdas de carga entre caldeira e turbina. De acordo com a distância, a seção mais ou menos amplamente calculada das tubulações e o isolamento mais ou menos cuidado, deduz-se:

Para a pressão 10 a 12% da pressão na caldeira.
„ „ temperatura 5 „ 10 „ „ temperatura na caldeira.

Vapor a 25 kg/cm²-360°C nas caldeiras chega à turbina com 22 ou 23 kg/cm²-340°C. Entretanto, esta diferença leva em conta as variações da pressão nas caldeiras, que dificilmente é igual à pressão oficial e somente a atinge por instantes.

PROJETO DUMA TURBINA

Damos a seguir o anteprojeto duma turbina a ação de usina de açúcar com contrapressão e engrenagens.

Dados.

Pressão na admissão	p_A =	23	kg/cm² ef.
Temperatura do vapor superaquecido na admissão	t_A =	340	°C
Contrapressão no escape	p_B =	0,5	kg/cm² ef.
Potência exigida nos bornes do alternador		1 500	kW
Velocidade de rotação da turbina	n =	9 000	rpm

Cálculo. — Sem engrenagens, a velocidade de rotação seria imposta pela freqüência e o número de pólos do alternador. Neste caso, supondo um alternador com 1 500 rpm, é preciso um redutor com 1/6:

$$\frac{1\,500}{9\,000} = \frac{1}{6}.$$

Observa-se que 1 500 kWh = 2 040 CV.

Queda de calorias. — O diagrama entrópico fornece:

$$\lambda_A = 742 \text{ kcal/kg}$$
$$\lambda_B = 607 \quad ,,$$
$$\lambda_A - \lambda_B = 135 \quad ,,$$

Diâmetro. — Escolhe-se primeiramente o diâmetro, com uma dupla consideração:

a) Conservar para U valores moderados: 160 m/s, tratando-se duma roda dupla, 180 a 240 m/s, para rodas simples.

b) Tratando-se de grandes potências, ter saídas suficientes nas últimas rodas, isto é, um h/D moderado nas aletas. Porém, em nosso caso não há perigo, porque a turbina é de contrapressão.

Pelo mesmo motivo, é possível dar o mesmo diâmetro D a todas as rodas. Ora:

$$U = \frac{\pi D n}{60}$$

Adota-se:

$$200 = \frac{3{,}14 \times D \times 9\,000}{60}$$

Donde:

$$D = 0{,}425 \text{ m}.$$

Rotor inicial. — Verifica-se se é conveniente colocar uma roda dupla (fórm. 44.35):

$$P_0 = 4p\left(\frac{n}{1\,000}\right)^3 \cdot D^5 = 4 \times 23 \times 9^3 \times 0{,}425^5 = 930 \text{ CV} = 683 \text{ kW}$$

Portanto, o valor encontrado está fora do campo da roda dupla e não é conveniente instalá-la.

Número de rodas. — Desejando ter a mesma relação ξ em todas as rodas, estabelece-se (fórm. 44.28):

$$x, 04 = \frac{8\,205 \times 135}{200^2} \cdot \xi^2 = 27{,}7\xi^2.$$

Portanto, a cada valor de x corresponde um valor de ξ. Procura-se a melhor solução entre estes vários valores correspondentes:

Para:	$x = 3$	$\xi = 0{,}331$
„	$x = 4$	$\xi = 0{,}382$
„	$x = 5$	$\xi = 0{,}427$
„	$x = 6$	$\xi = 0{,}467$

Dando apenas importância ao rendimento, toma-se $x = 6$, o que fornece uma ξ de cerca de 0,45. Se, pelo contrário, se desejasse uma turbina simples e barata, seria possível baixar a $x = 3$, o que forneceria uma ξ já superior a 0,30. Porém, recusam-se estas duas soluções extremas, das quais a primeira levaria a um turbina muito cara e a segunda a um rendimento demasiadamente insatisfatório.

Restam as duas soluções médias. Quando já se possui ou se projeta um termocompressor e se deseja aumentar a economia do bagaço, toma-se $x = 5$ com uma ξ superior a 0,40. Porém, $x = 4$ e uma ξ de 0,38, muito aceitável para uma turbina a contrapressão, são suficientes.

Escala das pressões. — Portanto, temos: $\xi = 0{,}382$. Donde:

$$V = \frac{U}{\xi} = \frac{200}{0{,}382} = 524 \text{ m/s.}$$

De outro lado:

$$V = 91{,}5\sqrt{0{,}94 q_1}$$

PRIMEIRA RODA. Donde:

$$q_1 = \frac{524^2}{91{,}5^2 \times 0{,}94} = 34{,}8 \text{ kcal/kg.}$$

Procura-se no diagrama entrópico o ponto 1, sobre a vertical de A, tal que:

$$\lambda_A - \lambda_1 = q_1$$

$$\lambda_1 = \lambda_A - q_1 = 742 - 34{,}8 = 707{,}2 \text{ kcal/kg}$$

e, no diagrama, observa-se que este ponto 1 corresponde a 13,6 kg/cm² abs.-263°C; $\varpi_1 = 5{,}56$ kg/m³.

Bocais. — Estabelece-se:

$$p_0 = 0{,}54 p_1 = 0{,}54 \times 24 = 12{,}96 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$$

Portanto, não há colar.

Outras rodas. — Encontrou-se, agora, a queda de calorias na primeira roda, q_1. Falta liberar:

$$\lambda_1 - \lambda_B = 707{,}2 - 607 = 100{,}2 \text{ kcal/kg}$$

e ajustar 3 rodas. Portanto, cada uma trabalha sob:

$$q_n = \frac{100,2}{3} = 33,4 \text{ kcal/kg}$$

e é possível verificar que realmente se tem:

$$\xi = \frac{U}{V} = \frac{200}{91,5\sqrt{0,98 \times 33,4}} = 0,382$$

Com a ajuda do diagrama entrópico, é possível estabelecer a escala seguinte de estágios de pressão:

QUADRO 44.2

Escala das pressões

	Calor total λ	*Temperatura* t	*Pressão absoluta* p	*Pressão efetiva* p'	*Peso específico* ϖ
	kcal/kg	*t °C*	*kg/cm²*	*kg/cm²*	*kg/m³*
Caldeira	752	360	26	25	9,2
Admissão	742	340	24	23	8,7
1.ª roda	707,2	263	13,6	12,6	5,6
2.ª „	673,8	188	7,1	6,1	3,4
3.ª „	640,4	137	3,4	2,4	1,9
4.ª „	607	112	1,5	0,5	0,9

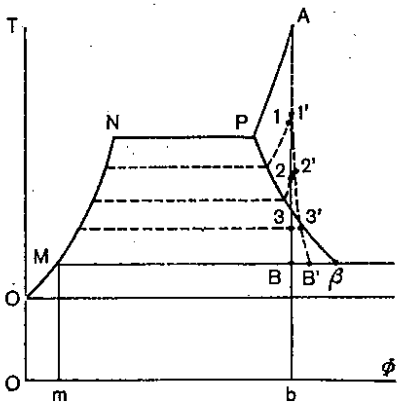


FIG. 44.13. — Estágios de pressão.

Os 4 primeiros vapores são superaquecidos. Os 2 últimos são úmidos e seus títulos são, respectivamente:

Na 3.ª roda: $x = 0,98$

„ 4.ª „ : $x = 0,94$

Influência das perdas. — As perdas nos bocais e as perdas por choque e fricção nas rodas transformam-se em calor, aumentam o superaquecimento ou o título do vapor. Conseqüentemente, os pontos representativos 1, 2, 3, B tornam-se, na realidade, 1′, 2′, 3′, B', nas isóbaras correspondentes (fig 44.13).

Na prática, atribui-se o primeiro ponto B' à meia distância entre B e o ponto β situado na curva $x = 1$. A seguir, traça-se a curva AB'.

TÍTULO MÍNIMO ADMISSÍVEL

A experiência demonstrou que, desejando manter a corrosão das aletas em limites razoáveis, a umidade do vapor não deve ultrapassar 10% no ponto de

saída do vapor do último estágio. Com outras palavras, o superaquecimento deve ser escolhido de forma que B' esteja entre o isotítulo 0,90 e a curva $x = 1$.

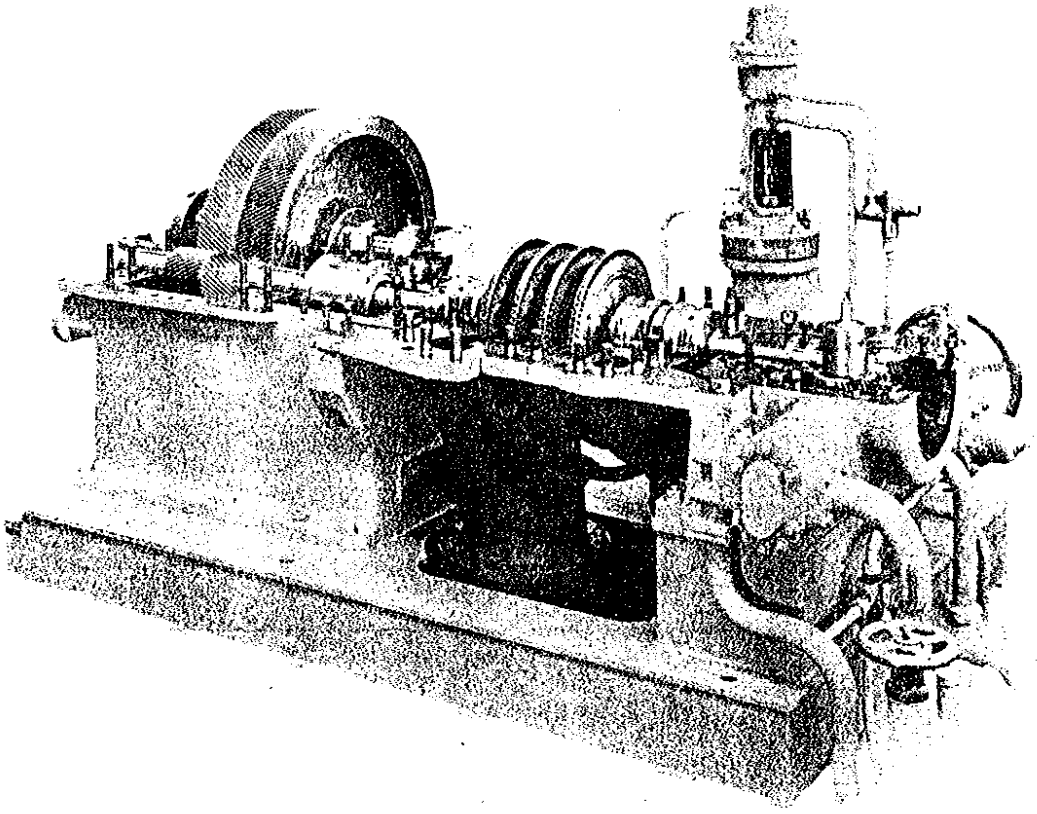


FIG. 44.14. — Turbinas a vapor com 4 rodas e redutor, sem tampa. (Fives-Lille Cail).

Válvulas. — A falta de vedação da válvula de vapor de alta pressão, antes da turbina, pode conduzir à interrupção das condensações na turbina e, conseqüentemente, à corrosão no rotor.

Para evitar este inconveniente, é aconselhável instalar uma interrupção dupla, formada por 2 válvulas de alta pressão, colocadas uma em frente à outra, com um purgador para a atmosfera entre as duas, para a expulsão das fugas eventuais da válvula da frente.

45

ELETRICIDADE

Para as turbinas a vapor, foi possível fornecer uma teoria resumida, condensando as noções principais do funcionamento e do cálculo destas máquinas. Seria bom, se possível, fazer o mesmo para os alternadores e motores elétricos. Infelizmente, é impossível resumir em algumas páginas uma teoria, mesmo muito sucinta, da eletricidade e das máquinas elétricas, e quem desejar uma documentação mais completa terá que recorrer às obras especializadas.

Portanto, será suficiente lembrar algumas noções gerais essenciais e os fatores mais importantes do ponto de vista da usina.

CORRENTE CONTÍNUA E CORRENTE ALTERNADA

A eletricidade é produzida sob duas formas:

a) sob forma de corrente contínua,

b) sob forma de corrente alternada.

A corrente contínua apresenta as vantagens:

a) simplicidade,

b) torque de início de funcionamento potente dos motores,

c) possibilidade de fazer girar os motores a uma velocidade estabelecida qualquer,

d) grande margem de variação da velocidade de cada motor. Este último ponto constitui o interesse principal da corrente contínua. O vapor permite realizar uma variação muito grande de velocidade, em todos os motores, mani-

pulando simplesmente a válvula de admissão do vapor ao motor ou utilizando o regulador. Com a eletricidade, esta grande vantagem foi perdida, porém, sob este ponto de vista, as restrições mais severas são feitas à corrente alternada. A corrente contínua deixa um pouco mais de flexibilidade na escolha da velocidade dos motores e na possibilidade de modificar e regular esta velocidade posteriormente.

Entretanto, a corrente contínua só pode ser empregada em instalações muito pequenas. As dimensões duma usina de açúcar exigem a corrente alternada. Apresenta as seguintes vantagens:

a) transformação fácil da tensão alta em tensão baixa e vice-versa,

b) transporte e emprego com rendimento relativamente alto, em unidades com potência média ou considerável,

c) os motores ocupam menos espaço e seu custo é inferior.

CORRENTE ALTERNADA TRIFÁSICA

A corrente trifásica é a única corrente alternada interessante em usinas de açúcar.

Esta corrente é fornecida por um alternador possuindo 3 grupos de enrolamentos, dispostos simetricamente e espaçados eletricamente de $\frac{2\pi}{3}$ uns em relação aos outros. Os enrolamentos de cada um dos 3 grupos são ligados em série e a corrente por eles fornecida alimenta cada um dos 3 fios que saem do alternador. Portanto, estes 3 fios são percorridos por correntes deslocadas umas das outras de 1/3 de período, assim como também suas forças eletromotrizes respectivas.

Consideram-se estes 3 grupos de enrolamentos, ou as 3 espirais correspondentes em cada um deles. Seja u a diferença de potencial eficiente estabelecida em cada um destes enrolamentos e i a intensidade eficiente da corrente que os atravessa. Há duas maneiras de ligar entre si estes enrolamentos para distribuir as correntes fornecidas aos motores:

a) **Ligação em estrela** (fig. 45.1). A diferença de potencial eficiente entre 2 destes 3 fios é então:

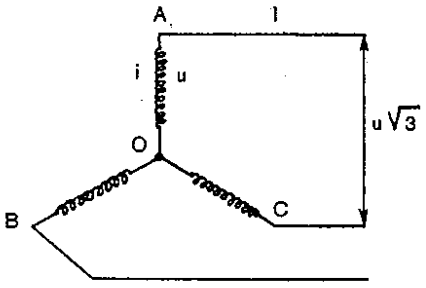


FIG. 45.1. — Ligação em estrela.

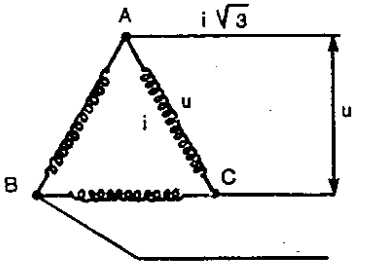


FIG. 45.2. — Ligação em triângulo.

$$U = u\sqrt{3} \tag{45.1}$$

e a intensidade eficiente que os percorre:

$$I = i \tag{45.2}$$

b) **Ligação em triângulo** (fig. 45.2). Observa-se ou demonstra-se facilmente que, neste caso:

$$U = u \tag{45.3}$$

$$I = i\sqrt{3} \tag{45.4}$$

FATOR DE POTÊNCIA

Por definição, as correntes alternadas são correntes cujo valor varia periodicamente, mudando de sentido, a partir dum máximo positivo até um máximo negativo da mesma ordem (fig. 45.3). A diferença de potencial segue a mesma lei de variação. Esta lei aproxima-se mais ou menos duma senóide.

A duração T dum ciclo completo é chamada período e o número de períodos por segundo é chamado de freqüência f da corrente:

$$f = \frac{1}{T} \tag{45.5}$$

A variação da corrente I ou da diferença de potencial U pode, ainda, ser representada por meio dum vetor girando em torno dum ponto à razão de f voltas por segundo (fig. 45.4), sendo que, neste caso, o valor instantâneo da intensidade ou da diferença de potencial considerada é representado pela projeção Om do vetor sobre o eixo da origem.

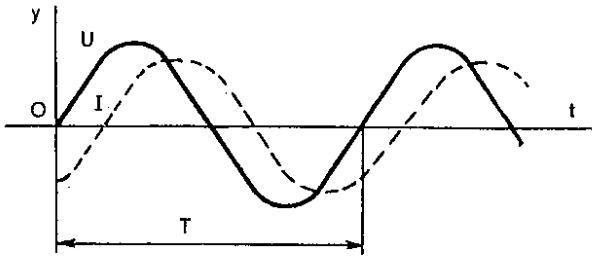


FIG. 45.3. — Corrente alternada.

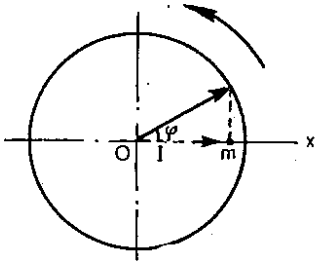


FIG. 45.4. — Representação esquemática da corrente alternada.

Por causa da auto-indução dos enrolamentos, há sempre um certo espaço φ (fig. 45.4) entre a intensidade e a diferença de potencial. Se estes dois setores estivessem em fase, a potência seria dada por seu produto UI. Quando são separados entre si por um ângulo φ, a potência é dada por:

$$UI \cdot \cos \varphi \tag{45.6}$$

O cos φ é chamado "fator de potência". Se $\varphi = 90^{o}$, cos $\varphi = 0$ e a potência produzida é nula.

O fator de potência desempenha um papel importante na usina e é encontrado mais adiante (p.1107).

GERAÇÃO DE ELETRICIDADE

Como é possível produzir na usina a energia elétrica necessária?

Como a única fonte real de energia é o bagaço, a usina deve produzir eletricidade em uma central elétrica alimentada com o vapor produzido por meio do bagaço nas caldeiras.

A turbina a vapor com contrapressão é de grande interesse à usina de açúcar. Por exemplo, produzindo vapor a 25 kg/cm²-360°C, gastam-se cerca de 750 kcal por kg de vapor, porém este kg de vapor obtido, passando em uma turbina a vapor, pode fornecer toda a potência que se possa desejar dele na usina. E, no escape da turbina, este kg de vapor estará disponível para todos os aquecimentos da fabricação, contendo ainda mais de 600 kcal, isto é, mais de 4/5 do calor que lhe foi fornecido.

Pode-se observar como a potência necessária a uma usina de açúcar para o funcionamento de seus motores, moendas, todas as bombas e todos seus movimentos é de baixo custo: menos de 25% do calor que deve produzir, ou do combustível que deve queimar para o aquecimento e a concentração de seus caldos e xaropes.

O valor representado por esta fração é menor que a diferença entre o consumo de vapor de aquecimento duma usina mal equilibrada e mal equipada e aquele duma usina bem concebida, utilizando seu vapor de modo racional e econômico. É possível afirmar que a potência não custa nada, ou quase nada, à usina. Esta a obtém praticamente de graça, produzindo o vapor de aquecimento indispensável ao seu funcionamento.

Isto demonstra que, mesmo tendo uma rede pública, fornecendo energia barata, ou mesmo possuindo nas vizinhanças da usina uma fonte de energia hidráulica que pode ser facilmente equipada, ainda é interessante produzir a potência necessária aos motores da usina por meio do bagaço.

Apenas uma utilização do bagaço que o valorizasse até muito além de seu valor como combustível (fabricação de chapas de fibra, massa de papel, produtos celulósicos etc.) poderia levar a uma fonte externa de energia para a produção de potência elétrica. E, também, quando ocorrem necessidades de energia fora da usina, ultrapassando a margem de energia disponível no bagaço, tais como o bombeamento para uma irrigação de vulto. Porém, mesmo nestes dois casos, como o vapor de aquecimento é indispensável, pode haver interesse na produção deste vapor à pressão e à temperatura desejadas para obter, simultaneamente, a potência necessária à usina e o vapor de aquecimento, igualmente necessário. Qualquer que seja a fonte de calor utilizada nas caldeiras, é importante que esta fonte forneça, ao mesmo tempo, as calorias-potência e as calorias-aquecimento.

As turbinas a vapor com pequena potência, até cerca de 1 500 kW, são geralmente fabricadas com engrenagens: giram a 8 000 ou 9 000 rpm e são acopladas

por engrenagens a um alternador girando a 1 500 rpm. Para as potências maiores, a partir de 1 800 ou 2 000 kW, fabricam-se turbinas que giram a 3 000 rpm e que são acopladas diretamente a um alternador com 2 pólos.

RELAÇÃO ENTRE FREQÜÊNCIA E VELOCIDADE

Numa máquina com corrente alternada, tem-se:

$$f = \frac{pn}{60} \tag{45.7}$$

f = freqüência da corrente, em períodos por segundo;
p = número de pares de pólos;
n = velocidade de rotação, em rpm.

Donde:

$$n = \frac{60f}{p} \tag{45.8}$$

e, se $f = 50$ períodos por segundo:

$$n = \frac{60 \times 50}{p} = \frac{3\,000}{p} \tag{45.9}$$

Esta equação é rigorosa para os alternadores e motores síncronos. Para os motores assíncronos também é verdadeira, porém deve-se observar uma margem para os deslizamentos:

$$g = \frac{n - n'}{n} \tag{45.10}$$

g = deslizamento;
n = velocidade correspondendo ao sincronismo, dada por (45.9);
n' = velocidade real do motor.

Conseqüentemente, a velocidade dos alternadores e dos motores síncronos, ou a velocidade de sincronismo dos motores de indução, deve ser um submúltiplo de 3 000 quando se emprega corrente de freqüência 50 (ou de 3 600, com corrente de freqüência 60).

QUADRO 45.1
Velocidades de sincronismo

Freqüência	*p*	1	2	3	4	5	6	7	8
$f = 50$	n	3 000	1 500	1 000	750	600	500	428	375
	n'	2 900	1 450	960	720	580	480	415	360
$f = 60$	n	3 600	1 800	1 200	900	720	600	514	450
	n'	3 500	1 750	1 160	870	700	580	500	435

p = número de pares de pólos do alternador ou do motor;

n = velocidade de sincronismo, em rpm;

n' = velocidade real dum motor assíncrono, para um deslizamento normal de 3 a 4%.

50 períodos/segundo é a freqüência padrão na Europa. Na América do Norte a freqüência padrão é de 60 períodos/segundo.

O deslizamento normal dum motor assíncrono é de 3 a 5%. Pode ser bem maior e, na fabricação de motores, admitem-se deslizamentos de até 50%, sem se desligar.

Unidades. — Lembram-se, de passagem, duas unidades empregadas freqüentemente na eletricidade:

$$1 \text{ kgm ou } 1 \text{ m . kg} = 9{,}8 \text{ J} = 9{,}8 \text{ joules}$$

$$1 \text{ CV} = 75 \text{ kgm} = 735 \text{ J/s} = 735 \text{ W} = 0{,}735 \text{ kW}.$$

TORQUE DAS MÁQUINAS ELÉTRICAS

Lembra-se também que:

$$W = C' \cdot \Omega \tag{45.11}$$

W = potência duma máquina, em watts;

C' = torque correspondente, em joules;

Ω = velocidade angular da máquina, em radianos/segundo.

Ou, para voltar às unidades costumeiras:

$$C = \frac{W}{g\Omega} \tag{45.12}$$

C = torque, em metros-quilogramas;

g = 9,8 m/s/s.

Porém, (cf. fórm. 45.7):

$$\Omega = \frac{\omega}{p} = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2\pi n}{60} \tag{45.13}$$

ω = pulsação = $2\pi f$ (por definição).

Donde:

$$C = \frac{60W}{2\pi ng}$$

ou, calculando a potência em kW:

$$C = 975\frac{K}{n} \tag{45.14}$$

C = torque, em metros-quilogramas;

K = potência, em quilowatts = $\frac{W}{1\,000}$;

n = velocidade de rotação, em rpm.

Esta equação (45.14) serve, sobretudo, para um alternador ou um motor síncrono. Levando em conta o rendimento, tem-se, por exemplo, para um alternador:

$$C = 975 \frac{K}{\eta n} \tag{45.15}$$

C = torque a ser desenvolvido para acionar o alternador, em m·kg;

K = potência desenvolvida pelo alternador em seus terminais, em kW;

n = velocidade de rotação do alternador, em rpm;

η = rendimento do alternador (0,90 a 0,95, geralmente).

POTÊNCIA

A potência aparente absorvida por uma máquina com corrente alternada trifásica tem o seguinte valor (fórms. 45.1 a 4):

$$W' = UI\sqrt{3} \tag{45.16}$$

W' = potência aparente, em volts-ampères;

U = voltagem eficiente entre fases, em volts;

I = corrente eficiente em cada fase, em ampères.

Desejando esta potência em quilovolts-ampères, é necessário estabelecer:

$$K' = \frac{UI\sqrt{3}}{1\,000} \tag{45.17}$$

K' = potência aparente, em kVA.

A potência efetiva correspondente tem o seguinte valor:

$$W = UI\sqrt{3} \cdot \cos \varphi \tag{45.18}$$

W = potência efetiva, em watts;

φ = decalagem entre a força eletromotriz e a corrente.

O cos φ é denominado o "fator de potência". Geralmente, varia de 0,5 a 0,8.

Ou, para obter a potência em quilowatts:

$$K = \frac{UI\sqrt{3} \cdot \cos \varphi}{1\,000} \tag{45.19}$$

K = potência efetiva absorvida, em kW.

É interessante conhecer a relação entre a potência absorvida por um motor e a intensidade da corrente utilizada. Como, normalmente, todos os motores duma usina funcionam com uma única voltagem, é interessante calcular, de modo definitivo, a expressão constante:

$$\frac{U\sqrt{3}}{1\,000} \tag{45.20}$$

da fórmula (45.19). Conhecendo o cos φ, obtém-se, imediatamente, o coeficiente:

$$m' = \frac{U\sqrt{3}}{1\,000} \cdot \cos \varphi \tag{45.21}$$

pelo qual se multiplica simplesmente o número de ampères observado no amperímetro do motor, para obter a potência absorvida por este em kW. Preferindo obtê-la em cavalos, calcula-se:

$$m = \frac{U\sqrt{3}}{735} \cdot \cos \varphi \tag{45.22}$$

e, então, obtém-se:

$$P = mI \tag{45.23}$$

P = potência absorvida pelo motor, em CV;
m = coeficiente dado pela fórmula (45.22) ou o quadro (45.2);
I = ampères absorvidos, lidos no amperímetro do motor.

QUADRO 45.2

Relação $m = \frac{P}{I}$ da potência em CV e da intensidade absorvida em uma máquina com corrente alternada trifásica.

Cos φ	*Voltagem nos bornes*				
	220 V	*380 V*	*440 V*	*500 V*	*550 V*
0,8	0,415	0,716	0,830	0,943	1,037
0,7	0,363	0,627	0,726	0,825	0,907
0,6	0,311	0,537	0,622	0,707	0,778
0,5	0,259	0,448	0,518	0,589	0,648

Observa-se que, para 550 V e cos $\varphi = 0{,}78$, o número de ampères observado no amperímetro corresponde exatamente ao número de CV absorvido.

Assim também, com 220 V, o valor de m é aproximadamente igual à metade do cos φ.

OBSERVAÇÃO. — A potência P' desenvolvida sobre o eixo do motor é obtida multiplicando a potência absorvida P precedente pelo rendimento ρ do motor:

$$P' = \rho \cdot P \tag{45.24}$$

ALTERNADORES

Nos alternadores normais, o induzido é fixo. Então é denominado estator e envolve o indutor móvel, denominado rotor.

O indutor é fabricado em dois modelos:

a) Indutor com pólos salientes (fig. 45.5).

b) Indutor liso (fig. 45.6), encontrado principalmente com potências muito grandes.

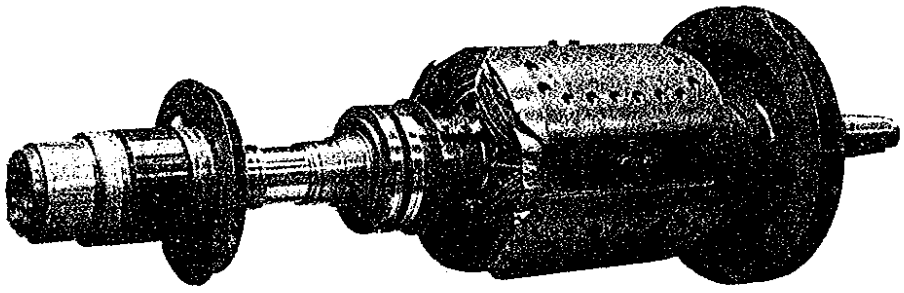


FIG. 45.5. — Rotor de alternador com 4 pólos salientes (Fives-Lille Cail).

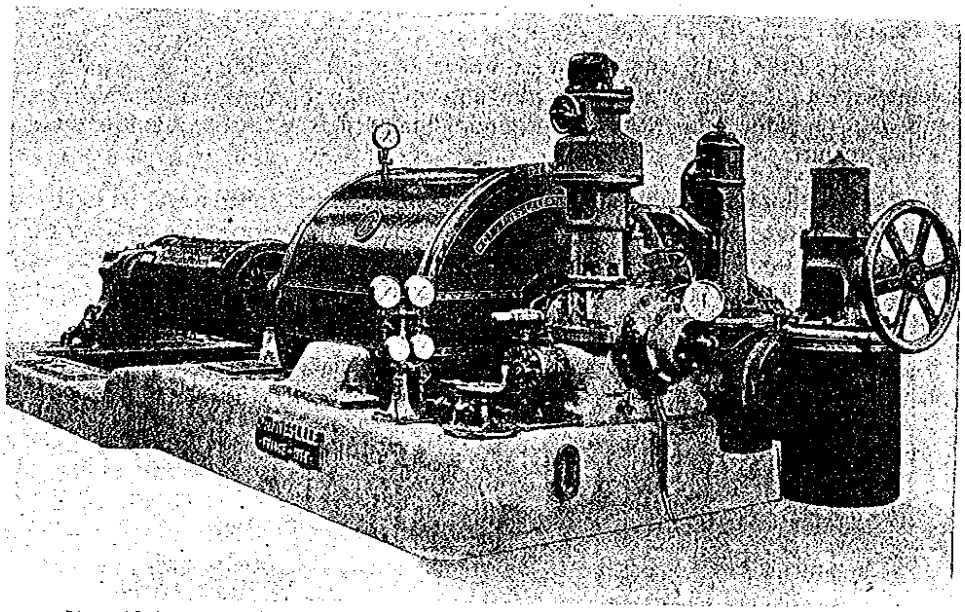


FIG. 45.6. — Turboalternador com o estator do alternador retirado, deixando o rotor liso à vista (Fives-Lille Cail).

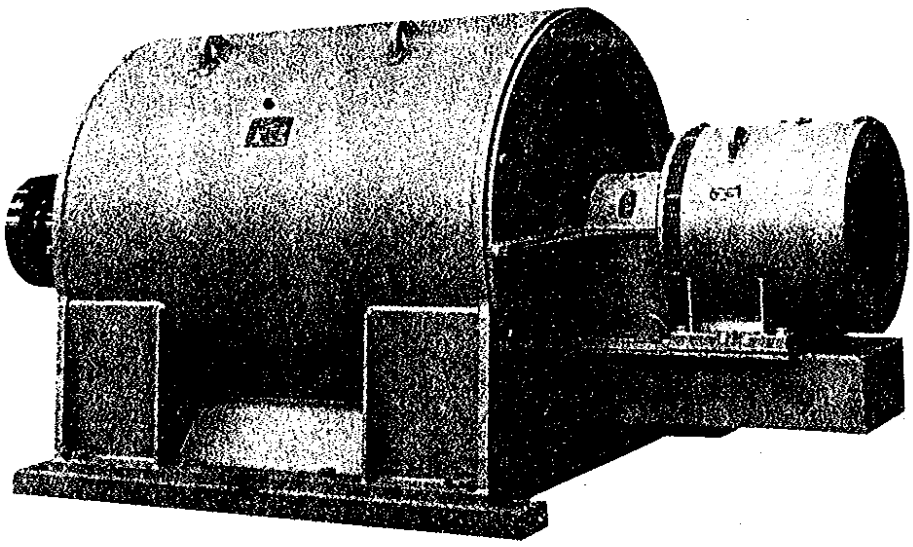


FIG. 45.7. — Alternador do modelo utilizado nas usinas de açúcar, com sua excitatriz na ponta do eixo (Fives-Lille Cail).

A corrente necessária à excitação é fornecida aos circuitos indutores por um pequeno dínamo com corrente contínua, fixo na ponta do eixo do rotor (fig. 45.7) e denominado "excitatriz".

A potência produzida pelo alternador é regulada ajustando a corrente de excitação.

A Fives-Lille Cail substitui a excitatriz por um dispositivo de regulação-excitação estática com tiristores, que substitui não apenas a excitatriz, mas também o regulador da tensão. É fechado num armário e evita qualquer peça em movimento.

Potência individual dos alternadores. — Quando a capacidade da usina o permite, é interessante decompor a potência total necessária em um número suficente de grupos turboalternadores, para não ultrapassar uma potência individual de 1 800 kW, acima da qual se torna difícil encontrar equipamentos convenientes, especialmente chaves de contato.

Rendimento. — O rendimento dos alternadores comuns de usina, cuja potência varia, geralmente, de 300 a 2 000 kW, é de cerca de 90 a 95%.

MOTORES ELÉTRICOS

Os diferentes modelos de motores elétricos distinguem-se:

a) quanto a sua proteção e a conseqüente forma de esfriamento;

b) quanto a seu enrolamento e as características elétricas que o acompanham.

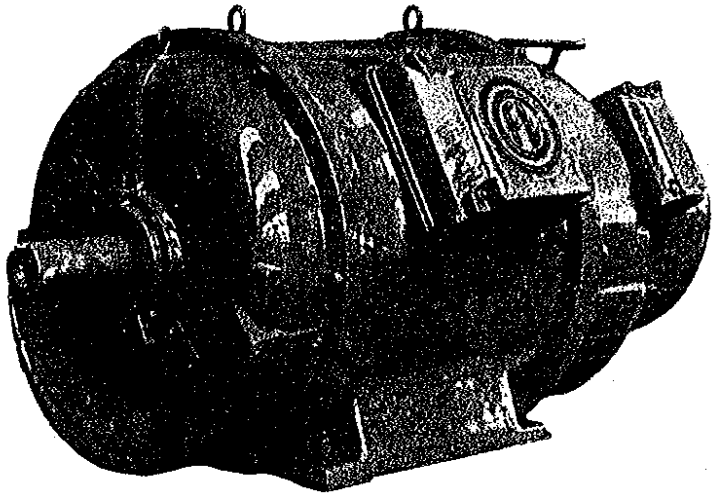


FIG. 45.8. — Motor semiprotegido com grade (Fives-Lille Cail).

Classificação dos motores de acordo com sua proteção

Esta classificação se faz combinando a proteção das pessoas contra o contato com peças em movimento ou sob tensão e a proteção da máquina contra agentes externos: corpos sólidos, poeira, água, gases. O modelo aberto, que põe em risco as pessoas, não é mais fabricado e, hoje em dia, distinguem-se os seguintes modelos principais:

a) MODELO SEMIPROTEGIDO (fig. 45.8): As gotas de água e corpos estranhos, caindo verticalmente, não podem penetrar no motor. Certas peças sob tensão ou em movimento são expostas ao contato.

b) MODELO PROTEGIDO (fig. 45.9): O motor é protegido contra as projeções de água e os corpos sólidos que atinjam a máquina segundo uma direção que possui um ângulo $\leqslant 60^{\circ}$ com a vertical.

Muitas vezes, estes dois modelos apresentam grades (fig. 45.8), isto é, suas aberturas de ventilação são munidas de telas de ferro, evitando o contato involuntário e a penetração de corpos sólidos dum certo tamanho.

c) MODELO FECHADO (figs. 45.10, 11 e 12): Sem que o motor esteja hermeticamente fechado, a troca de ar entre a parte interna do motor e o exterior é impedida, efetuando-se apenas pelas juntas. Os grãos de poeira grandes e os borrifos de água não podem penetrar; não há nenhuma possibilidade de contato com as peças sob tensão ou em movimento.

d) MODELO VEDADO: O motor é construído de modo a impedir a penetração de gás ou vapor em condições específicas de pressão e temperatura ou na condição de estar submerso na água a uma profundidade determinada.

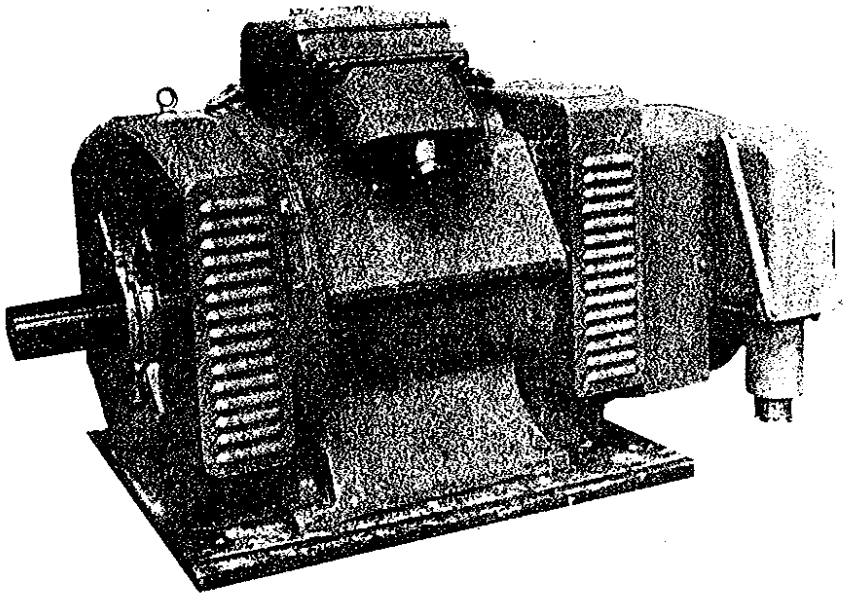


FIG. 45.9. — Motor protegido (Fives-Lille Cail).

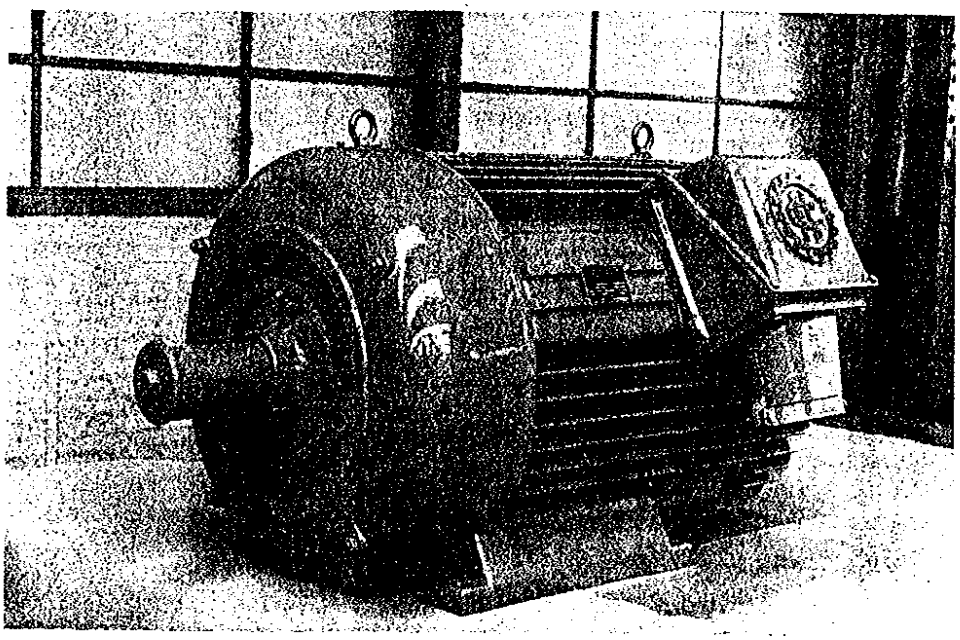


FIG. 45.10. — Motor fechado com aletas (Fives-Lille Cail).

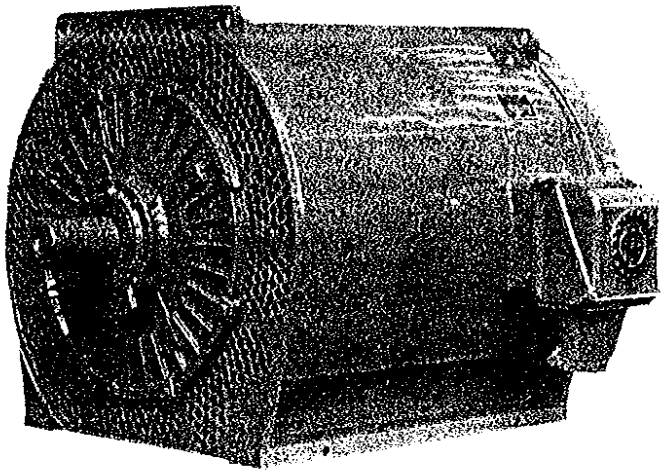


FIG. 45.11. — Motor fechado com ventilação tubular (Fives-Lille Cail).

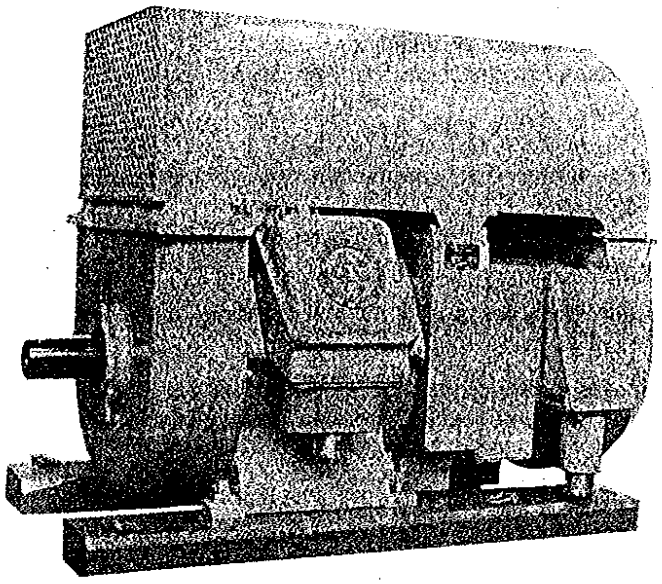


FIG. 45.12. — Motor fechado com refrigeração a ar (Fives-Lille Cail).

e) MODELO ANTIEXPLOSIVO: O motor é construído para funcionar numa atmosfera ambiente que pode tornar-se explosiva. Uma explosão que ocorra dentro do invólucro protetor não se deve propagar ao exterior.

P. Monnier (p. 91) acredita que, com dimensões iguais dos circuitos magnéticos e elétricos, os motores fechados apresentam, em relação ao antigo motor aberto, uma redução de potência, fornecida pelo quadro seguinte:

QUADRO 45.3

Redução de potência em relação a um motor aberto

Motor fechado ventilado	12 %
» » com dupla ventilação	20 »
» vedado sem ventilação	50 »

O motor fechado com ventilação dupla é munido de dois ventiladores, dos quais um agita o ar no interior do motor e o outro na parte externa, ao longo das aletas.

Nas usinas de açúcar, utilizam-se, normalmente, conforme as necessidades, os modelos protegidos ou semiprotegidos, quando a atmosfera é pura e as entradas de água são pequenas. Nos países com chuvas abundantes, ou onde ocorrem ciclones, é preferível escolher o modelo protegido, por causa do perigo de ser molhado por goteiras provenientes do telhado, do lanternim ou de aberturas, quando é chuva de vento. Quando a atmosfera é carregada de poeira, cinza ou bagacilho, é preciso adotar um modelo fechado ou vedado, sem considerar seu preço. É o caso dos motores das mesas alimentadoras, dos condutores auxiliares, do guindaste de cana, das caldeiras, do depósito de bagaço e das motobombas, instaladas em fossas, ou em lugar úmido, exposto aos respingos ou aos méis.

Classificação dos motores de acordo com suas características elétricas

Conforme a velocidade do rotor esteja ou não rigorosamente ligada à freqüência, distinguem-se:

1.º **Os motores síncronos,** cuja velocidade é dada exatamente pela linha *n* do quadro 45.1.

2.º **Os motores assíncronos,** que fornecem um torque motor apenas quando sua velocidade é inferior à velocidade de sincronismo. São subdivididos em 2 grupos principais:

A) OS MOTORES DE INDUÇÃO, que compreendem:

— Os motores de indução com rotor bobinado e com anéis;

— Os motores de indução em curto-circuito.

B) OS MOTORES COM COLETOR.

Estes vários modelos de motores serão examinados rapidamente.

1. **Motores síncronos.** — O motor síncrono é fabricado da mesma forma como um alternador e pode ser considerado como um alternador utilizado para receptor. Portanto, possui uma excitatriz com corrente contínua (fig. 45.13).

O rotor indutor possui um número de pólos evidentemente igual ao número de pólos do estator induzido. Quando se ligam os bornes do induzido à rede,

produz-se um campo rotatório, cuja velocidade de rotação é a velocidade de sincronismo, dada pela fórmula (45.8). Quando o rotor alcança a mesma velocidade, o campo rotatório exerce uma atração sobre o pólo correspondente, que o segue, e continua a acioná-lo. O torque motor, nulo quando a decalagem entre o campo rotatório e o pólo é nula, aumenta quando esta decalagem varia de 0 a um semi-intervalo entre os pólos. Então é máximo e diminui, quando a decalagem varia de meio a um intervalo entre os pólos. Neste último caso, o funcionamento é instável, porque um aumento do torque motor produz um aumento da decalagem e o motor se desliga.

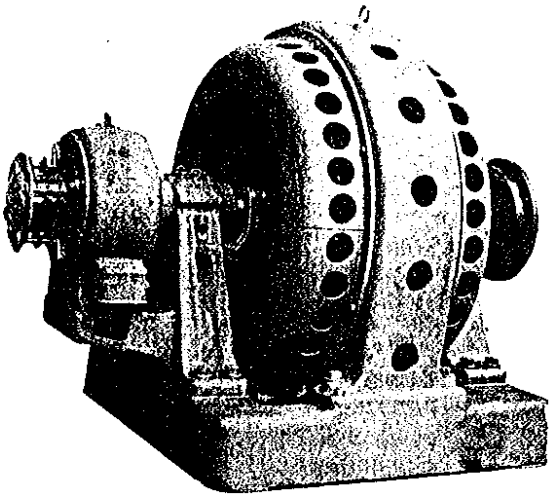


FIG. 45.13. — Motor síncrono.

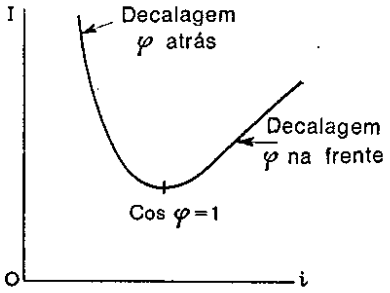


FIG. 45.14. — Motor síncrono. Variação da corrente *I* no estator em função da corrente *i* de excitação.

Quando se traça a curva, ligando a corrente *I* no estator à corrente de excitação *i* (fig. 45.14), encontra-se uma curva em V. Portanto, a corrente *I* é mínima para um certo valor de *i* e este mínimo corresponde a uma decalagem nula: abaixo deste valor, a decalagem da corrente sobre a força eletromotriz (f.e.m.) está atrás; acima deste valor, está na frente. Isto constitui uma característica interessante do motor síncrono: quando é superexcitado fornece energia reativa à rede, em vez de absorvê-la.

Portanto, o motor síncrono apresenta a grande conveniência de melhorar o cos φ da usina. Sob o ponto de vista mecânico apresenta a vantagem de empregar um entreferro bem maior que o dos motores assíncronos. Entretanto, não é utilizado, porque:

a) É difícil de ser manejado.

b) Exige uma excitatriz.

c) Arranca dificilmente e só quando o torque resistente ao arranque for muito fraco, no máximo 15 a 30% do torque normal, de acordo com o sistema

de arranque utilizado. Em caso contrário, é preciso arrancar por meio dum pequeno motor assíncrono auxiliar.

d) Mesmo tendo em consideração o melhoramento do cos φ, é possível substituí-lo, hoje em dia, por motores assíncronos sincronizados ou compensados, mais cômodos.

e) Não permite nenhuma variação da velocidade. Entretanto, esta característica pode constituir uma vantagem, quando se necessita uma velocidade muito constante.

f) Há perigo de desligamento, quando a sobrecarga é considerável. Entretanto, geralmente suporta uma sobrecarga correspondendo aproximadamente a uma carga total, que é o dobro da carga normal.

O motor síncrono pode ser empregado para uma bomba de ar ou um ventilador, entretanto, não é utilizado nas usinas de açúcar. Também pode ser empregado, simplesmente, como um condensador, fazendo-o girar sem carga, para melhorar o fator de potência. Porém, existem outros meios para alcançar este resultado (cf. p. 1109).

2. **Motores assíncronos.** — A. MOTORES DE INDUÇÃO. São os motores mais importantes para a usina e quase todos os motores utilizados na maioria das usinas fazem parte deste grupo.

Funcionamento. — São constituídos por um sistema indutor fixo, ou estator, que recebe a corrente, e um sistema induzido, ou rotor, o qual forma circuito fechado. A corrente alternada, que circula nos enrolamentos do estator, determina um "campo rotatório", que gira a uma velocidade angular Ω, dada pelas equações (45.13) e correspondendo à velocidade de rotação n. Este campo rotatório corta os condutores do rotor e, por sua vez, determina uma força eletromotriz induzida E_2. Como estes condutores formam um circuito fechado, há circulação duma corrente I_2 cujo valor depende da reatância e da resistência R_2 destes enrolamentos. O torque motor produzido por esta ação eletromagnética do campo rotatório sobre o rotor é proporcional à corrente I_2.

Variação do torque com a velocidade. — Seja R_2 a resistência, supostamente fixa, do rotor. Traçando a curva que fornece a variação do torque motor C em função da velocidade do rotor, a partir do início do arranque (cf. fórm. 45.10):

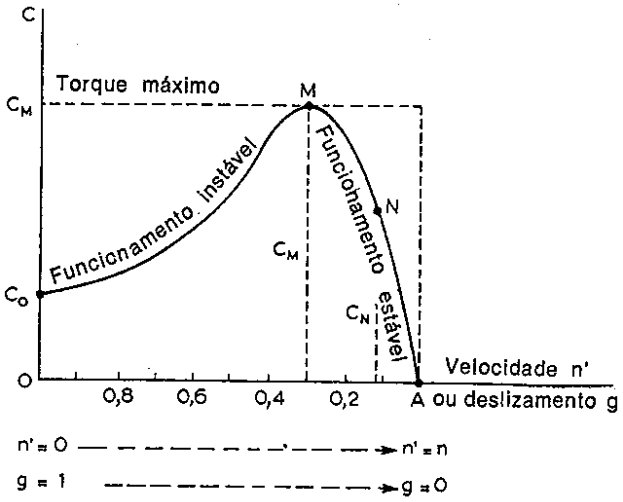


FIG. 45.15. — Motores de indução. Variação do torque com a velocidade.

$$n' = 0 \qquad g = 1$$

até a velocidade máxima possível, que é a velocidade do campo rotatório, ou velocidade de sincronismo:

$$n' = n \quad g = 0,$$

obtém-se um gráfico correspondente àquele indicado na figura 45.15: o torque parte dum certo valor C_0, quando o rotor está imóvel, no arranque passa por um máximo C_M e aproxima-se de 0, quando a velocidade se aproxima daquela do sincronismo. Com efeito, à velocidade de sincronismo, o campo rotatório, tendo a mesma velocidade que o rotor, é imóvel em relação a este e não é mais cortado pelos condutores. Portanto, não há variação do fluxo cortado e nem da força eletromotriz induzida.

Estabilidade. — Quando a carga aumenta, o motor diminui de velocidade. Observa-se imediatamente que o motor só pode trabalhar na linha *MNA* da curva: então, a cada redução da velocidade corresponde um aumento do torque motor. Pelo contrário, na linha MC_0, a cada redução da velocidade corresponde uma diminuição do torque: o motor se desliga imediatamente.

Como é preciso conservar uma margem de segurança para evitar o desligamento, fabricam-se motores capazes de vencer as sobrecargas normais admissíveis. Isto leva, geralmente, à adoção dum torque normal, C_N, que é, aproximadamente, a metade do torque máximo C_M, ou um pouco maior que a metade (C_N = 50 a 60% de C_M). O deslizamento correspondente g_N é de cerca de 1/3 do deslizamento de desligamento g_M.

Deslizamento. — Observa-se que o deslizamento aumenta quase proporcionalmente ao torque, de $C = 0$ até o torque máximo C_M.

O deslizamento com carga nula é de cerca de 0,001. Para os motores grandes,0,000 8. Portanto, os motores giram praticamente à velocidade de sincronismo.

O deslizamento com carga total é de cerca de 2% para os motores grandes, de 200 CV e maiores; geralmente, é de 1,5 a 3%.

A diminuição de velocidade, entre 0 e 10% de deslizamento, é, com carga constante, proporcional à resistência do rotor (SASTA, 36.º, abril 1962, p. 69).

Variação do torque com a resistência do rotor. — Supôs-se a resistência R_2 do rotor fixa. Se, por um meio qualquer, se provocasse uma variação e se desenhassem, em um mesmo gráfico, todas as curvas similares àquela da fig. 45.15, encontrar-se-ia um conjunto de curvas do tipo daquela da fig. 45.16.

Constata-se que:

a) O torque de arranque C_0 diminui à medida que a resistência R_2 diminui.

b) O torque máximo C_M é independente da resistência R_2 do rotor.

c) O torque máximo C_M corresponde a uma velocidade n' maior (ou a um deslizamento g menor), à medida que a resistência R_2 se torna mais fraca.

d) Sempre é possível escolher R_2, para que o torque máximo C_M se produza para uma velocidade dada n'_x.

Especialmente, é possível dar a R_2 o valor $R_2(4)$, no qual ocorre o torque máximo, bem no início do arranque ($n' = 0$).

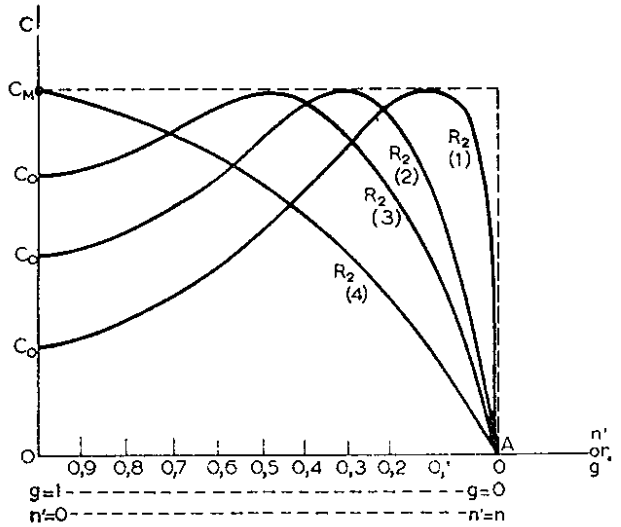


FIG. 45.16. — Motores de indução. Variação do torque em função da velocidade e da resistência R_2 do rotor.

Modelos de motores de indução. — Este estudo permite compreender a diferença entre os dois modelos de motores de indução. De acordo com a possibilidade ou impossibilidade de fazer variar a resistência R_2 do rotor, distinguem-se:

1.º O motor de indução em curto-circuito, no qual o rotor possui uma resistência R_2 fixa e invariável.

2.º O motor de indução com rotor bobinado com anéis, no qual é possível fazer variar a resistência R_2 do rotor.

1. *Motor induzido em curto-circuito.* — O rotor é simplesmente formado por uma série de barras de cobre, ligadas entre si de cada lado por meio de anéis de cobre (fig. 45.17). Portanto, este motor é muito simples, robusto e barato. Não necessita reostato e arranca sem manobra complementar, com a simples ligação da chave. Seu rendimento e seu cos φ são um pouco superiores aos do motor com rotor bobinado. Porém, apresenta inconvenientes:

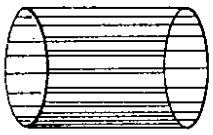


FIG. 45.17. — Rotor induzido em curto-circuito.

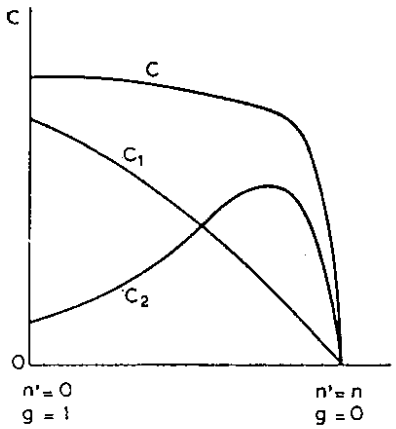


FIG. 45.18. — Torque do motor Boucherot.

a) Obriga à escolha definitiva da resistência R_2 do cilindro e, conseqüentemente, da curva de variação do torque. Havendo necessidade de um torque de arranque potente, escolhe-se uma curva do tipo R_2 (3) (fig. 45.16), correspondente a uma resistência grande. É o caso geral das turbinas de massa cozida de primeira, que devem arrancar freqüente e rapidamente. Quando os arranques podem ser efetuados sem carga, ou com carga reduzida, escolhe-se uma curva do tipo R_2 (1) ou R_2 (2).

b) Não é possível escolher a curva R_2 (4), porque as condições em funcionamento normal são insatisfatórias. Conseqüentemente, a resistência R_2 escolhida é sempre baixa demais no arranque e, por isso, é preciso adotar uma corrente I_2 muito forte no arranque. Ora, a corrente I_1 no estator varia praticamente como I_2, porque I_2 é a componente principal de I_1. Conseqüentemente, os motores induzidos em curto-circuito exigem uma corrente de arranque alta no estator, tornando-se proibitiva com grandes potências.

Estes inconvenientes foram contornados de duas maneiras diferentes:

a) Pelo arranque estrela-triângulo: o estator é ligado em triângulo para o funcionamento normal e em estrela para o arranque.

b) Pelo uso do motor Boucherot, com cilindro duplo: o rotor é formado por dois cilindros superpostos, um externo, formado por pequenas barras, tendo resistência grande e reatância fraca; o outro interno, formado por barras grossas, com resistência fraca e reatância grande. O cilindro externo fornece um torque do tipo C_1 (fig. 45.18), máximo e preponderante no arranque. O cilindro interno fornece um torque do tipo C_2, que se torna preponderante quando a velocidade se aproxima do sincronismo. Tudo se passa como se o torque seguisse a variação: $C = C_1 + C_2$.

Entretanto, estas duas alternativas são apenas paliativos, conforme se verifica no quadro seguinte, o qual indica o torque e a corrente de arranque, em % de seu valor com carga total.

QUADRO 45.4

Motores induzidos em curto-circuito
Torque e corrente de arranque em função de seu valor 100 com carga total

Motor	*Arranque*	*Torque*	*Corrente*
Cilindro simples	Direto	100 a 150 %	500 a 800 %
	Estrela-triângulo	40 %	150 %
Boucherot	Direto	160 a 250 „	200 a 400 „
Cilindro duplo	Estrela-triângulo	60 " 70 „	110 " 150 „

Emprego. — É preferível utilizar o motor induzido em curto-circuito, sempre que possível, por causa de seu preço e rusticidade e, também, porque exige pouca manutenção e não causa problemas. Porém, suas características limitam seu emprego aos seguintes casos:

a) Quando a velocidade deve ser constante.

b) Quando o torque de arranque é inferior ao torque com carga total.

Por causa de sua influência sobre a rede da usina no momento do arranque, emprega-se mais decisivamente com pequenas potências do que com grandes. Geralmente, não se emprega mais o motor induzido em curto-circuito acima de 30 a 40 CV. É principalmente adotado para as turbinas ou bombas pequenas; às vezes, também, para os motores do condutor de cana.

2. *Motor com rotor bobinado com anéis.* — Este modelo é o mais comum nas usinas de açúcar. O rotor é formado por enrolamentos ligados a 3 anéis, colocados no eixo do motor e correspondendo às 3 fases. Por meio de 3 escovas, estes 3 anéis podem ser ligados a 3 resistências variáveis, formando um reostato triplo.

Quando a resistência aumenta, a velocidade diminui proporcionalmente. Com efeito, a queda de potencial que ocorreu na resistência deve ser compensada no rotor. Para isto é necessário aumentar o deslizamento, ou, com outras palavras, uma queda de velocidade.

O valor máximo das resistências é escolhido para corresponder à curva R_2 (4) da figura 45.16. Portanto, aplicando a resistência máxima, é possível arrancar com o torque máximo e uma corrente relativamente fraca. A seguir diminuem-se progressivamente as resistências, fazendo passar o reostato de pólo a pólo. Isto corresponde à passagem sucessiva duma curva à outra da série $R_2(4)$, $R_2(3)$, $R_2(2)$... Enquanto o motor se aproxima da velocidade de sincronismo, suprimem-se as resistências levantando as escovas, o que deixa o rotor em curto-circuito em sua própria resistência.

Portanto, a construção do motor com rotor bobinado com anéis é menos simples; necessita um reostato de arranque e, geralmente, um dispositivo de levantamento das escovas. Seu rendimento e seu cos φ são um pouco inferiores aos do motor induzido em curto-circuito, porém permite arrancar com um torque alto, sem absorver uma corrente excessiva.

Torque e corrente de arranque. — Quando é necessário, é possível obter um torque de arranque correspondendo a mais do dobro do torque de carga total. Qualquer que seja o torque de arranque realizado, tendo m vezes o valor do torque de carga total, a corrente de arranque correspondente será cerca de 1,25 m vezes a corrente de carga total e a aceleração pode ser muito suave quando se cortam progressivamente as resistências no circuito do rotor.

Emprego. — O motor de indução com rotor bobinado com anéis é utilizado:

a) Quando a velocidade exige pequenas modificações abaixo de seu valor de sincronismo. Neste caso, faz-se variar o deslizamento por meio do reostato. A margem de regulagem é de aproximadamente 10% para os motores comuns, porém pode alcançar 30 e até 50% em certos motores especialmente estudados. Entretanto, esta margem é obtida em prejuízo do rendimento, porque a energia é dissipada em calor no reostato.

b) Quando o torque de arranque é igual ou superior ao torque de carga total.

O motor com rotor bobinado é utilizado para os motores das moendas e das bombas grandes, isto é, para quase todos os motores grandes da usina.

RENDIMENTO DOS MOTORES DE INDUÇÃO. — O rendimento dos motores de indução melhora um pouco com:

a velocidade,

a potência,

a carga.

a) *Velocidade.* — A influência da velocidade é bastante pequena. Entretanto, é conveniente escolher os motores com a maior velocidade possível. Porém, a diferença de rendimento é de apenas 1% entre, por exemplo, 750 rpm e 1 500 ou 3 000 rpm.

b) *Potência.* — Pelo contrário, o efeito da potência é muito sensível. O rendimento ótimo é de:

QUADRO 45.5

Rendimento dos motores de indução

Potência	*Rendimento*
3 a 5 CV	cerca de 77 a 83 %
5 „ 10 „	„ „ 79 „ 85 „
10 „ 20 „	„ „ 82 „ 87 „
20 „ 50 „	„ „ 84 „ 90 „
50 „ 100 „	„ „ 88 „ 91 „
100 „ 1 000 „	„ „ 90 „ 92 „

FATOR DE POTÊNCIA. — Um dos maiores inconvenientes dos motores assíncronos é seu fator de potência insatisfatório. Assim como o rendimento, o fator de potência dos motores de indução varia com:

sua velocidade,

sua potência,

sua carga.

a) *Velocidade.* — A influência da velocidade sobre o cos φ é mais importante do que sobre o rendimento (cf. quadro 45.6).

b) *Potência.* — A potência exerce sobre o cos φ uma influência similar àquela que exerce sobre o rendimento.

c) *Carga.* — O fator de potência diminui sempre ao mesmo tempo em que a carga, primeiramente de forma lenta e a seguir rapidamente.

Cai a cerca de 0,2, quando o motor gira sem carga. Também é importante combater a tendência dos fabricantes a fornecerem motores demasiadamente potentes, deixando uma margem de segurança excessiva. Aceitando esta condição,

uma usina trabalharia com um cos φ médio de 0,5. Não se pode esquecer que os motores elétricos podem suportar sobrecargas tanto mais importantes quanto menor é sua duração, e é conveniente estabelecer cuidadosamente a potência de cada motor instalado.

QUADRO 45.6

Fator de potência dos motores de indução
(cos φ ótimo com carga total)

Potência em CV	*Velocidade em rpm*			
	3 000	*1 500*	*1 000*	*750*
3 a 5	0,88	0,82	0,75 a 0,78	0,73 a 0,76
5 » 10	0,89	0,83 a 0,84	0,78 » 0,81	0,76 » 0,80
10 » 20	0,90	0,84 » 0,88	0,81 » 0,84	0,80 » 0,83
20 » 50	0,90 a 0,91	0,88 » 0,89	0,84 » 0,87	0,83 » 0,86
50 » 100	0,91	0,89 » 0,90	0,87 » 0,88	0,86 » 0,87
100 » 1 000	0,92	0,90 » 0,91	0,88 » 0,90	0,87 » 0,88

Fator de potência médio. — Apesar das precauções tomadas, uma usina funciona freqüentemente com um fator de potência médio, observado no painel geral da central elétrica, muito inferior ao valor clássico de 0,8, freqüentemente citado, porém raras vezes alcançado, na prática.

Isto se deve aos motores com carga variável, que trabalham muito abaixo de sua potência nominal durante uma fração de tempo considerável e, especialmente:

a) às turbinas;

b) às bombas reguladas por válvulas na descarga.

O fator de potência médio duma usina na qual não se emprega nenhum sistema especial para melhorar o cos φ é, geralmente, de cerca de 0,6 a 0,7. Às vezes diminui até 0,5, porém raras vezes ultrapassa 0,75 sem que se tomem medidas especiais.

INCONVENIENTES DUM FATOR DE POTÊNCIA INSATISFATÓRIO. — Um cos φ baixo apresenta inconvenientes:

a) *Utilização insatisfatória do alternador.* — Na central elétrica, a potência do alternador que fornece a eletricidade à usina é limitada pela corrente I que o atravessa. Porém, a potência eficiente fornecida é apenas proporcional a I . cos φ. Conseqüentemente, se o cos φ é igual a 0,6, a potência que o alternador pode fornecer será apenas 3/4 daquela que poderia fornecer com o cos $\varphi = 0,8$. Portanto, se este fato foi levado em consideração, adquiriu-se um alternador maior que o necessário; caso contrário, não é possível dispor de toda a potência esperada.

b) *Aumento das perdas pelo efeito Joule,* nas linhas, sendo estas perdas proporcionais a I^2.

c) *Queda de tensão* mais considerável no alternador e nas linhas.

d) *Diminuição do rendimento* do alternador, podendo ultrapassar 1% .

MELHORAMENTO DO FATOR DE POTÊNCIA. — Existem os seguintes meios para melhorar um cos φ insatisfatório:

a) *Adaptação melhor da potência dos motores* ao trabalho que devem executar.

b) *Introdução de condensadores*, seja no painel geral ou, preferivelmente, nos motores responsáveis pelo cos φ insatisfatório, especialmente nos motores das turbinas, para aliviar a linha correspondente, indo do painel às turbinas, as quais ficariam sobrecarregadas sem esta medida. Assim é possível deixar o cos φ deste setor com cerca de 0,95. O inconveniente destes condensadores é seu preço elevado e o risco de sobretensão, quando da ligação ou do desligamento dos motores.

c) *Emprego dum motor síncrono superexcitado* (cf. fig. 45.14), porém o torque de arranque insatisfatório destes motores dificulta seu emprego.

d) *Emprego de motores assíncronos sincronizados*: são motores assíncronos munidos duma excitatriz que lhes fornece a corrente magnetizadora e, conseqüentemente, a energia reativa que necessitam. Possuem um entreferro mais largo. Podem funcionar como motor assíncrono, como também com um cos φ insatisfatório. Aliás, arrancam desta maneira, exatamente como um motor assíncrono. Quando a velocidade de funcionamento é alcançada e, conseqüentemente, o deslizamento mínimo, fecha-se a excitatriz sobre os enrolamentos do rotor. O motor torna-se um motor síncrono e mantém a velocidade de sincronismo. Então, trabalha com um cos φ próximo a 1.

O inconveniente do motor assíncrono sincronizado é apresentar uma capacidade de sobrecarga relativamente baixa, cerca de 50%. Quando a sobrecarga aumenta, desligam-se e trabalham como assíncronos.

É a melhor solução para os motores com grande potência e velocidade baixa. Por causa do inconveniente assinalado, só são instalados em setores onde não há risco de sobrecargas consideráveis ou freqüentes.

e) *Emprego de motores assíncronos compensados*: são motores assíncronos munidos dum "compensador de fase", que é um pequeno aparelho que fornece ao rotor ampères-rotações magnetizadores e calculado para reduzir a decalagem φ a 0°, ou mesmo para invertê-la. Quando este aparelho faz parte integrante do motor, este é denominado assíncrono autocompensado.

Esta é, ainda, a solução mais econômica para as pequenas potências.

B. MOTORES COM COLETORES. — É o segundo modelo de motores assíncronos. Se bem que não sejam tão difundidos como os motores de indução, apresentam um certo interesse e encontraram algumas utilizações.

São motores cujo rotor é ligado a um coletor, como o induzido dum dínamo, por meio de escovas, de número igual ao produto do número de fases pelo número de pares de pólos. Rotor e estator são alimentados em série, ou, ainda, em derivação, pela corrente da central elétrica. Com a modificação da posição das

escovas se pode alterar, à vontade, a defasagem entre as forças eletromotrizes do estator e as do rotor, possibilitando um grande número de combinações.

Vantagens. — Sob o ponto de vista da escala de variação de velocidade, os motores com coletor oferecem possibilidades consideravelmente superiores às oferecidas pelos motores de indução. Assim, obtém-se:

a) Escala de variação de velocidade muito ampla (Monnier, pp. 189-191):

QUADRO 45.7

Escala de variação de velocidade dos motores com coletor

Motor série:	de 0,4 a 1,3 vezes a velocidade de sincronização, ou cerca de 1 a 3
» shunt:	» 0,2 » 1,5 » » » » » » » » 1 » 8

b) Arranque fácil e muito suave, obtido pelo deslocamento das escovas a partir da posição neutra.

c) Pequena variação da velocidade em função da carga, para o motor shunt.

d) Possibilidade de escolher uma velocidade dada, para uma carga qualquer estabelecida.

e) Rendimento elevado, mantido em uma parte importante da escala de velocidade.

f) Fator de potência muito alto para as velocidades próximas ao sincronismo, podendo alcançar 1 e até inverter-se, com as velocidades superiores ao sincronismo.

A comutação limita o emprego do motor com coletor: boa nas velocidades baixas, torna-se insatisfatória acima do sincronismo.

Emprego. — O motor com coletor pode ser utilizado cada vez que se tem que realizar uma grande escala de variação de velocidade e, sobretudo, quando se deseja realizar esta variação sem as perdas importantes ocorridas no reostato dum motor de indução com grande escala de deslizamento.

Às vezes é empregado para as bombas e, sobretudo, para os ventiladores com velocidade regulável.

Combinações de motores com correntes alternada e contínua. — Nas usinas de açúcar, estas combinações são utilizadas apenas para as moendas. São encontradas nas páginas 286 e 287 (3.º, 4.º, 5.º e 6.º).

Proteção dos motores elétricos

É aconselhável não instalar nenhum motor de mais de 12 CV sem uma caixa de controle e de segurança, com relé de intensidade máxima e tensão mínima.

RELÉ COM INTENSIDADE MÁXIMA. — É preciso vigiar e combater certas tendências do pessoal: muitas vezes o operário encarregado dum motor elétrico,

descontente porque o relé se desliga freqüentemente, modifica a regulagem para evitar os desligamentos. Ora, é preciso procurar porque o relé se desliga e corrigi-lo, mas tendo o cuidado de que a segurança oferecida não seja perdida.

Geralmente, admite-se que os relés com intensidade máxima devem desligar-se com uma corrente de intensidade igual a 3 vezes a intensidade correspondente à potência normal contínua do motor.

RELÉ COM AÇÃO DIFERIDA. — Por outro lado, os relés com ação diferida, que funcionam por aquecimento, devem ser regulados para uma intensidade que represente apenas 10 a 20% a mais que a intensidade correspondente à potência máxima que o motor pode fornecer em 1 hora de funcionamento contínuo.

Manutenção dos motores elétricos

Após o encerramento da safra, os pequenos motores devem ser desmontados, examinados, limpos e guardados numa sala especial, ao abrigo da umidade.

Para os motores grandes, fabricam-se capas de chapa leve, cobrindo-os inteiramente. São envolvidos com uma tela impermeável (plástico ou polietileno) bem apertada e amarrada. Após sua limpeza são revestidos com a tela e colocados debaixo da capa.

Antes do início da safra são secados cuidadosamente, acendendo, por exemplo, debaixo da capa protetora, uma lâmpada elétrica potente, que libera calor

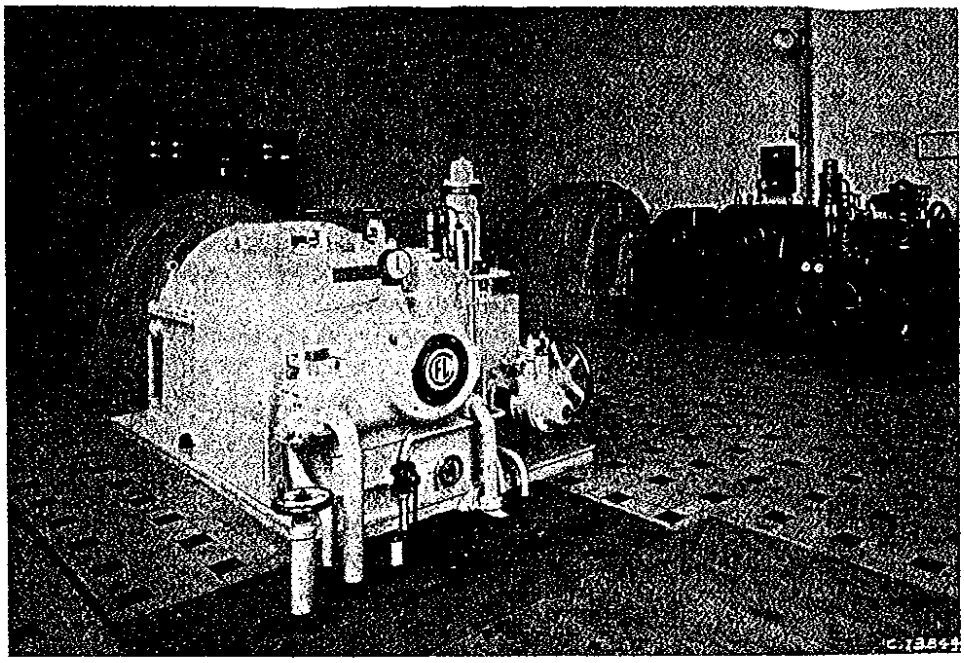


FIG. 45.19. — Central elétrica com 2 turboalternadores. Vista do lado das turbinas (Fives-Lille Cail).

e que fica durante uma semana. A seguir, os motores devem girar sem carga durante meio ou um dia, ou mesmo mais tempo, se for necessário.

Se um motor recebe caldo, lavam-se os enrolamentos com uma escova e um pano, até eliminar os depósitos viscosos. A seguir são cuidadosamente secados.

Durante a entressafra, a limpeza deve incluir o sopramento das poeiras em todos os espaços entre as bobinas. Esta operação pode ser efetuada por meio dum compressor ou duma simples bomba de pneus.

Se os motores são molhados durante uma tempestade, são secados o mais rapidamente possível numa estufa, que pode ser um pequeno recinto de emergência, facilmente construído. Não se deve ultrapassar 90°C, para não danificar os isolamentos.

CONDUTORES

Diferentes modelos de condutores. — Distinguem-se:

A. Os CABOS DE SINALIZAÇÃO: São pequenos condutores que servem ao controle, ao acionamento e à medição, principalmente para os aparelhos automáticos. Constituem o sistema nervoso da usina. Estes condutores são sempre de cobre; sua seção está geralmente compreendida entre 0,8 e 10 mm². São utilizados em 3 tipos principais de proteção:

a) VGV, compreendendo, de dentro para fora:

um tubo de cobre, com 2 ou 3 condutores,
um invólucro isolante de policloreto de vinil, em volta de cada condutor,
um forro isolante de matéria elástica ou plástica,
um invólucro protetor de policloreto de vinil.

b) VGPV, igualmente constituído por:

um cabo de cobre, com 2 ou 3 condutores,
um invólucro isolante de policloreto de vinil, em volta de cada condutor,
um forro isolante de matéria elástica ou plástica,
um tubo de chumbo,
um invólucro de policloreto de vinil.

c) VGPFV, constituído por:

um cabo de cobre, com 2 ou 3 condutores,
um invólucro isolante de policloreto de vinil, em volta de cada condutor,
um forro isolante de matéria elástica ou plástica,
um tubo de chumbo,
2 faixas de papel impregnado,
uma armação de 2 fitas de aço,
uma faixa impregnada de borracha ou não (facultativo),
um invólucro de policloreto de vinil.

São fabricados com as seções de 1,5, 2,5, 4, 6, 10, 16 e 25 mm².

B. Os CABOS DE ENERGIA. São os cabos que ligam os motores. Seus condutores podem ser de cobre ou alumínio. Para intensidade igual conduzida, a seção de alumínio deve ser igual à seção de cobre acrescentada de 50%; tendo em conta este fato, os cabos de alumínio são mais leves e menos caros, porém mais sujeitos à corrosão. As séries padronizadas são designadas por:

- a letra U = padronização U.T.E.;
- um número designando em volts a tensão nominal máxima;
- letras indicando a natureza dos componentes, tais como:

B = butílico vulcanizado,
C = borracha,
E = polietileno,
H = hypalon,
J = papel impregnado,
R = polietileno reticulado quimicamente = "p.r.c.",
V = cloreto de polivinil = "p.c.v.".

Nas usinas de açúcar francesas, utiliza-se sobretudo o cabo U. 1000. R1.2N. Jeumont, um dos fabricantes principais, denomina-o "Joviprène" ou "Vultyprène". Corresponde à antiga série 750 BB NE.

Como isolante, o hypalon (marca registrada pela Du Pont de Nemours) também apresenta excelentes qualidades mecânicas e elétricas em baixa tensão.

Seção dos condutores

A seção dos condutores que transportam a corrente deve ser proporcionada à intensidade da corrente conduzida.

O aquecimento limita a capacidade de condutividade. Ora, um fio aquece-se em sua massa e esfria por sua superfície. Como a relação da superfície externa do comprimento de um fio com a seção deste fio diminui quando seu diâmetro aumenta, a densidade de corrente admitida diminui quando seu diâmetro aumenta.

Chama-se densidade de corrente a relação δ da intensidade da corrente que percorre o condutor com a seção deste condutor:

$$\delta = \frac{I}{s} \qquad (45.25)$$

É calculada em ampères por milímetro quadrado.

A densidade de corrente admissível depende:

a) Da temperatura de aquecimento tolerada. Geralmente, admite-se 65°C.

b) Da temperatura ambiente, que pode deixar uma diferença mais ou menos pronunciada para o aquecimento até 65°C. Nas usinas de açúcar tropicais, geralmente é possível basear-se em 40°C, com exceção, às vezes, da proximidade duma caldeira ou duma parede quente.

Por exemplo, para os condutores isolados com borracha, temperatura ambiente de 40°C, temperatura máxima de aquecimento tolerada de 65°C, a densidade máxima de corrente admissível é de cerca de:

12	A/mm²	para	um	condutor	de	0,5	mm²	
6	„	„	„	„	„	2	„	
4	„	„	„	„	„	8	„	
2	„	„	„	„	„	50	„	
1	„	„	„	„	„	300	„	e superiores.

Seguem as características mecânicas e elétricas para dois casos típicos.

1.° Caso. Quadro 45.8. Cabo Jeumont, tipo "Joviprène", tensão de operação de 1 000 V, com 4 condutores redondos desiguais em cobre-estanho, isolados com borracha butílica, em invólucro de neopreno. Estes são os cabos utilizados para as instalações de 220, 380, 440 e 500 V. A seção do 4.° condutor (neutro) apresenta aproximadamente a metade da dos 3 condutores de fase.

2.° Caso. Quadro 45.9. Cabo Jeumont, tensão de operação 20 000 V, com 3 condutores redondos de cobre isolado com papel impregnado, em invólucro vedado de chumbo protegido por uma armação de fitas delgadas de aço, sob revestimento de juta asfaltada ou invólucro de cloreto de polivinil. São os cabos utilizados para os circuitos da usina ou o trabalho dos motores de alta tensão: 5 500 e 10 000 V.

Quadro 45.8. — Seções = seções nominais, em mm²;
D = diâmetro externo do invólucro, em mm;
Peso = peso total do cabo em kg por km;
R_m = raio de curvatura mínimo, em mm;
ρ = resistência dum condutor de fase, em corrente alternada de 50 Hz, a 65°C, em ohm por km.

Quadro 45.8

Cabo "Joviprène" 1 000 V com 4 condutores

Seções mm²	*D mm*	*Peso kg/km*	*R_m mm*	*ϱ ω/km*	*Intensidade admissível*				*Queda de tensão*	
					A	*B*	*C*	*D*	*cos φ* 0,8	0,6
3 × 10	20,7	695	120	1,93	90	61	55	51	2,79	2,16
3 × 14	22,2	940	130	1,48	105	72	65	60	2,16	1,69
3 × 18	23,7	1 180	140	1,17	120	83	74	69	1,73	1,36
3 × 22	25,8	1 320	150	1,01	131	91	81	75	1,51	1,19
3 × 30	28,4	1 880	170	0,713	159	113	100	92	1,09	0,88
3 × 40	31,8	2 225	190	0,546	187	134	121	111	0,86	0,71
3 × 50	34,1	2 800	200	0,432	214	156	139	129	0,70	0,58
3 × 60	37,2	3 220	220	0,350	243	180	162	150	0,59	0,50
3 × 75	41,4	4 050	250	0,279	276	206	185	174	0,49	0,42
3 × 95	44,4	4 820	270	0,225	312	239	212	200	0,41	0,36
3 × 120	48,4	5 830	290	0,181	354	276	244	230	0,35	0,32
3 × 150	53,6	7 560	320	0,145	405	319	284	268	0,30	0,28
3 × 185	58,4	8 880	350	0,117	457	368	330	309	0,26	0,25
3 × 240	65,6	11 290	390	0,090	536	438	395	368	0,21	0,21
3 × 300	71,6	13 800	430	0,074	608	500	452	420	0,19	0,20

Intensidade admissível, em ampères, para ambiente de 20°C, aquecimento 45°C:

A = 1 cabo enterrado, em instalação industrial;
B = 1 cabo sobre prateleira ou em galeria ventilada;
C = 2 a 3 cabos sobre prateleira ou em galeria não ventilada;
D = cabos em valeta da usina.

Queda de tensão por ampère e para 1 000 m de cabo, para cos φ = 0,8 e 0,6, em volts.

QUADRO 45.9

Cabo 20 000 V com 3 condutores de cobre isolados com papel impregnado

Seções mm²	*D* mm	*Peso* kg/km	R_m mm	ϱ ohm/km	*Intensidade admissível em A*				*Queda de tensão em V para cos φ*	
					A	*B*	*C*	*D*	0,8	0,6
22	56	7 700	450	0,924	97	84	77	73	1,43	1,17
30	58	8 350	460	0,694	115	98	91	87	1,11	0,917
40	60	9 200	490	0,533	134	116	107	102	0,880	0,743
50	63	9 950	510	0,423	155	134	124	117	0,723	0,622
60	66	11 000	530	0,344	177	153	142	132	0,610	0,536
75	68	11 900	550	0,275	203	176	163	152	0,511	0,459
95	72	13 400	580	0,221	233	202	187	174	0,429	0,394
120	75	14 900	600	0,181	265	229	212	197	0,372	0,349
150	79	16 700	630	0,145	305	265	244	227	0,319	0,308
185	83	18 900	670	0,118	348	302	277	258	0,279	0,277
225	87	21 700	700	0,096	397	346	316	294	0,247	0,251
240	89	22 400	710	0,092	411	358	327	302	0,238	0,243
300	98	27 100	790	0,076	470	400	370	340	0,214	0,224

Quadro 45.9. — Seções = seções nominais, em mm²;
D = diâmetro externo do cabo, em mm;
Peso = peso total do cabo, em kg por km;
R_m = raio de curvatura mínimo, em mm;
ρ = resistência dum condutor, em 50 Hz, a 50°C, em ohm por km.

Intensidade admissível em ampères, para ambiente de 20°C, aquecimento 30°C:

A = enterrado, instalação industrial;
B = ao ar livre;
C = em galerias;
D = em valetas da usina.

BIBLIOTECA
Gen. A. Ayres Sertãozinho

Queda de tensão por ampère e para 1 000 m de cabo, para cos φ = 0,8 e 0,6, em volts.

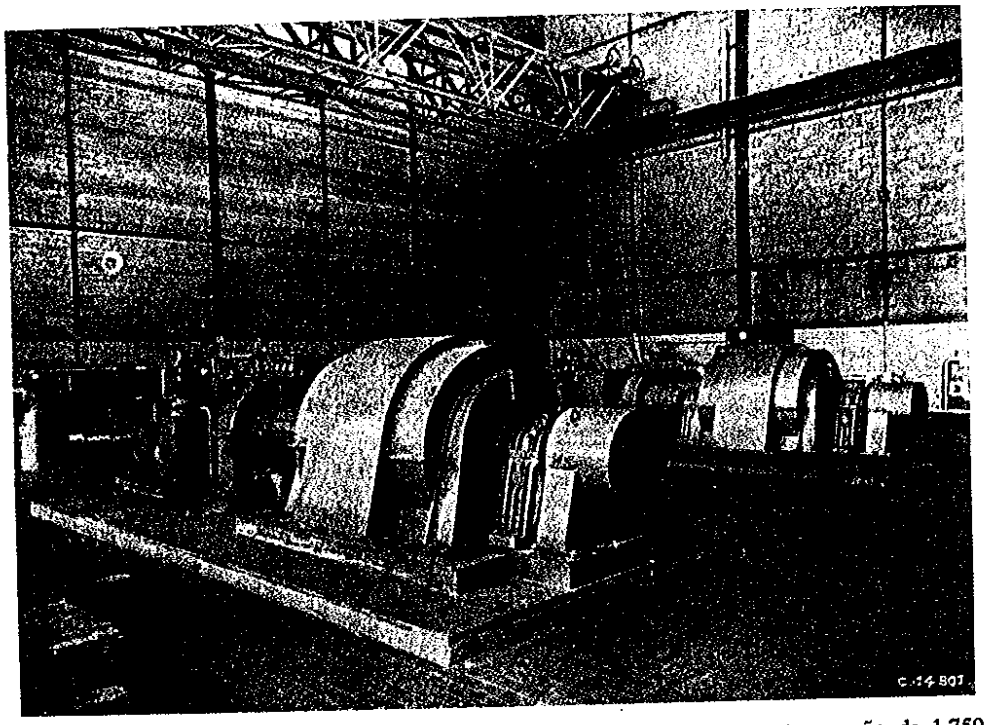


FIG. 45.20. — Central elétrica com 2 grupos turboalternadores com contrapressão de 1 750 a 2 500 kW, 9 000/1 500 rpm, 220 V, 50 Hz. Vista do lado dos alternadores (Fives-Lille Cail).

CENTRAL ELÉTRICA

Potência elétrica necessária. — Tromp (p. 576) assinala, para diversas centrais em Cuba, as seguintes potências médias instaladas:

QUADRO 45.10

Potência média instalada para uma usina de açúcar

Usinas com moendas elétricas	30 kW/TCH = 40 CV/TCH
" " " a vapor	15 " = 20 "

Lembram-se os valores citados no quadro 42.31 (mas referindo-se à potência média absorvida, e não à potência instalada):

	Moendas	*Outras máquinas*	*Total*
Usinas com moendas elétricas	12-20	12-20	20-40 CV/TCH
" " " a vapor		12-20	12-20 "

No total considerado por Tromp, a iluminação é calculada em 0,75 kW/TCH = 1 CV/TCH.

Comparar, igualmente, os valores da página 1047.

Potência de entressafra. — Na entressafra, é possível calcular aproximadamente, para as oficinas e a iluminação: 1 CV/TCH. Evidentemente, este valor é muito aproximado, porque o trabalho da usina em TCH, na entressafra, só pode dar uma idéia do tamanho da usina.

As necessidades de bombeamento para a irrigação podem aumentar este índice em proporções consideráveis.

Transformação da potência. — Várias vezes chamamos a atenção sobre a dupla transformação da potência que se produz na central elétrica da usina.

Por causa dos rendimentos com os quais cada transformação modifica a operação, convém observar que, de modo aproximado, para obter 1 CV no eixo dum motor elétrico, é preciso dispor de 1 kW nos bornes do alternador.

Com efeito, o rendimento dum motor elétrico, com 3/4 de carga, varia, de acordo com sua velocidade e sua potência, entre 73 e 88%; em média, é possível calcular 80%. De outro lado, o rendimento da linha elétrica é de aproximadamente 0,95 a 0,97. Portanto, o CV sobre o eixo do motor corresponde, nos bornes do alternador, a:

$$1\ \text{CV} \times \frac{1}{0{,}80 \times 0{,}96} \times 0{,}735 = 0{,}96 \neq 1\ \text{kW}.$$

46

BOMBAS

A. BOMBAS DE DUPLO EFEITO

As bombas de duplo efeito perderam sua importância. Entretanto, como ainda são encontradas em certas utilizações, serão examinadas brevemente.

O modelo mais difundido é a bomba a vapor duplex com ação direta, modelo Burton.

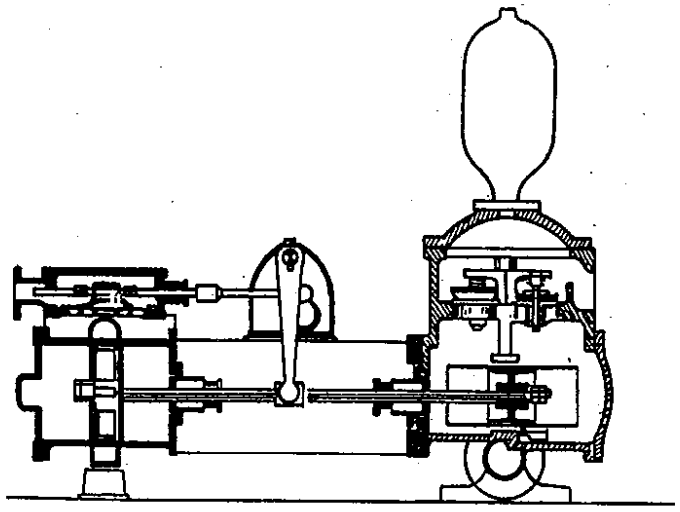


FIG. 46.1. — Bomba a vapor Duplex (Burton).

Descrição. — Seu funcionamento é muito simples. Compreendem dois sistemas justapostos; cada sistema é formado de 2 cilindros, com um pistão em cada um, e os dois pistões são fixados na mesma haste. Um dos cilindros constitui uma máquina a vapor com ação direta, isto é, com admissão total durante todo o curso, e imprime o movimento aos pistões. O outro cilindro constitui bomba de aspiração e de recalque (fig. 46.1).

Estas bombas possuem efeito duplo, isto é, aspiram de um lado do pistão e recalcam do outro, tanto no curso de volta, como no de ida. Como o aparelho é formado por duas bombas justapostas, a distribuição do vapor em um dos cilindros é assegurada por uma gaveta, acionada pelo final do curso do outro pistão: quando o 1.º pistão chega ao fim do curso à direita, liga a admissão de vapor e o início do curso à direita do 2.º pistão, e assim por diante.

Proporção entre o cilindro a vapor e o cilindro de líquido. — Para que uma bomba com ação direta possa funcionar, evidentemente, é preciso ter:

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot P > \frac{\pi d^2}{4} \cdot p$$

D = diâmetro dos pistões do lado do vapor;

d = diâmetro dos pistões do lado do líquido;

P = pressão mínima do vapor utilizado, subtraída a contrapressão máxima;

p = pressão máxima de recalque do líquido, acrescentada da pressão correspondente à altura de aspiração, ou reduzida da pressão correspondente à altura de carga.

Portanto, é possível estabelecer:

$$D^2P = m \cdot d^2p \qquad (46.1)$$

m = coeficiente > 1.

Como estas bombas se destinam a vários trabalhos, nos quais a pressão de recalque p pode ter muitos valores diferentes e como, de outro lado, o fabricante pode adotar apenas um número limitado de modelos padrão, segue-se que, na prática, o coeficiente m chega freqüentemente a 2 ou 3. Ora, para vencer as fricções e as resistências, é suficiente ter:

$$m = 1{,}25 \text{ a } 1{,}50 \qquad (46.2)$$

A diferença é compensada por meio da válvula de vapor da bomba: o operário fecha a admissão de vapor, até que a velocidade da bomba seja reduzida ao valor correspondente à vazão a ser mantida.

Geralmente, os fabricantes calculam as séries para pressões de recalque variando de 5 em 5 kg/cm²: 5, 10, 15, 20 kg/cm² etc. E, para pressões de vapor de 5 a 10 kg/cm², geralmente.

Velocidades. — A velocidade destas bombas é calculada pelo número de golpes duplos por minuto, dados por cada um dos dois pistões (um golpe duplo = 1 curso ida + 1 curso volta = 1 golpe à esquerda + 1 golpe à direita).

Esta velocidade varia de cerca de 60 golpes duplos por minuto, para as bombas menores, a cerca de 30 para as maiores. Pode-se obter um valor mais baixo pelo fechamento do vapor, porém é conveniente não ultrapassar o valor aconselhado pelo fabricante, para que a bomba não "bata" e se danifique.

Vazão. — O volume correspondente a um golpe de pistão tem o seguinte valor:

$$v = \frac{\pi d^2}{4} \cdot L \qquad (46.3)$$

d = diâmetro do pistão, em decímetros;

L = curso, em decímetros;

v = volume deslocado, em decímetros cúbicos (ou litros).

Para a ida e a volta do pistão, isto significa:	$2 \times v$
Para o conjunto de 2 pistões (bomba duplex)	$2 \times 2 \times v$
Para 1 minuto e na proporção de n golpes duplos	$n \times 2 \times 2 \times v$
Para 1 hora	$60 \times n \times 2 \times 2 \times v$

ou seja:

$$240\ nv.$$

Porém, é preciso levar em conta o rendimento volumétrico. É de cerca de:

$$\rho_v = \begin{cases} 0{,}95 \text{ a } 0{,}97 \text{ para as bombas grandes,} \\ 0{,}90 \text{ „ } 0{,}95 \text{ „ „ „ médias,} \\ 0{,}80 \text{ „ } 0{,}90 \text{ „ „ „ pequenas.} \end{cases}$$

Para os líquidos viscosos, a influência da dimensão da bomba é menor, porém o rendimento volumétrico diminui rapidamente, quando a viscosidade aumenta. Por exemplo, para a massa cozida, é de cerca de 0,75.

Finalmente, tem-se:

$$V_j = 240nv \cdot \rho_v \qquad (46.4)$$

V_j = vazão da bomba duplex, em litros/hora;

n = número de golpes duplos, por pistão e por minuto;

v = volume médio deslocado pelo pistão num curso ida, calculado em dm^3 e dado por (46.3);

ρ_v = rendimento volumétrico.

Ou:

$$V_j = 188{,}5nLd^2 \cdot \rho_v \qquad (46.5)$$

Consumo de vapor

a) 1.º CÁLCULO. — Um cálculo perfeitamente igual ao precedente, efetuado para o lado do vapor, fornece o volume total deslocado pelos pistões de vapor.

Quando se considera o vapor, o rendimento volumétrico não é mais interessante. Porém, desejando conhecer o peso de vapor, é preciso multiplicar o volume encontrado pelo peso específico do vapor. Então, tem-se:

$$Q_v = 188{,}5nLD^2 \cdot \varpi \tag{46.6}$$

Q_v = consumo de vapor da bomba, em kg/hora;
n = número de golpes duplos por pistão e por minuto;
L = curso em metro;
D = diâmetro do pistão, lado do vapor, em metro;
ϖ = peso específico do vapor, à pressão de admissão, em kg/m³, dado pela tabela (42.1).

Entretanto, esta maneira de calcular o consumo de vapor supõe que a válvula de vapor seja totalmente aberta e que a pressão de admissão se encontre integralmente no cilindro. Ora, muitas vezes, é preciso ajustar a válvula e, geralmente, não se instalam manômetros sobre o cilindro vapor.

No entanto, no lugar do valor correspondente à pressão de admissão, pode-se levar em conta o estrangulamento, tomando para ϖ o valor correspondente ao valor de P, extraído da equação (46.1), na qual se adota: $m = 1{,}40$, e p recebe seu valor médio.

b) 2.º CÁLCULO. — É possível determinar o consumo de vapor da bomba a partir da potência que absorve e calculando:

QUADRO 46.1

Consumo de vapor das bombas com ação direta

Compressores e bombas potentes	35 a 40 kg de vapor por CV h
Bombas médias	40 „ 50 „ „ „ „ „ „
„ pequenas	50 „ 60 „ „ „ „ „ „

Adotam-se os índices menores para o vapor levemente superaquecido e os maiores para o vapor saturado úmido.

c) 3.º CÁLCULO. — Também é possível utilizar a fórmula:

$$Q_v = \frac{632}{\lambda - \lambda'} \cdot \frac{1}{\eta} \tag{46.7}$$

já encontrada, número (43.13).

Q_v = consumo de vapor da bomba, em kg/cavalo-hora;
$\lambda - \lambda'$ = queda adiabática em kcal/kg, fornecida pelo diagrama entrópico;
η = rendimento termodinâmico da bomba.

Para as bombas com ação direta, este rendimento termodinâmico varia de 0,25 a 0,35. Os rendimentos menores são usados para as bombas menores.

Potência

A potência absorvida pelas bombas tem o seguinte valor:

$$P = \frac{Q(H + h)}{75\rho_m} \tag{46.8}$$

P = potência absorvida pela bomba, em CV;
Q = vazão de água ou de caldo, em kg/s;
H = altura manométrica total, entre a descarga e a aspiração, calculada em metros;
h = altura manométrica correspondente às perdas de carga na tubulação, calculada em metros;
ρ_m = rendimento mecânico global da bomba.

Tromp (ISJ, 1940, p. 282) fornece os seguintes valores para o rendimento mecânico global:

QUADRO 46.2

Rendimento mecânico global das bombas

	ρ_m	
Bombas de duplo efeito com volante, para a água ou o caldo	0,55 a 0,80	conforme
„ „ pistão mergulhador, para água ou caldo	0,50 „ 0,75	a
„ „ „ „ „ xarope	0,45 „ 0,70	dimensão
„ „ „ „ „ massa cozida ou méis	0,30 „ 0,50	
„ centrífugas, para água ou caldo	0,60 „ 0,70	
„ „ multicelulares, para água	0,35 „ 0,45	
„ rotativas para massa cozida	0,60 „ 0,75	

Entretanto, o formulário Izart (p. 725) fornece, para boas bombas de pistão para água: 0,80 a 0,86.

Aspiração

As bombas de pistão podem aspirar até cerca de 8 m de altura, quando se trata de água fria.

Para o caldo, esta altura se torna $8/d$ metros, sendo d a densidade do líquido bombeado.

Quando o líquido é quente, sua tensão de vapor deve ser deduzida da altura de aspiração. Esta tensão é fornecida pelo quadro (33.1). Por exemplo, para a água a 70°C, é de cerca de 320 g/cm², ou seja, cerca de 3,20 m de água. Portanto, uma bomba de pistão pode aspirar água a 70°C, só até uma altura de:

$$8 \text{ m} - 3{,}20 \text{ m} = 4{,}80 \text{ m}.$$

Observa-se que a altura de 8 m corresponde à tensão de vapor da água a 93°C. Conseqüentemente, quando a água ou o caldo está a uma temperatura próxima da de ebulição, a aspiração não é mais possível. Então, é preciso instalar a bomba em carga sob o tanque, do qual retira o líquido a ser bombeado.

Velocidade dos líquidos nas tubulações

Tromp (p. 496) aconselha não ultrapassar os seguintes valores para as velocidades de líquido nas tubulações de recalque das bombas duplex:

Bombas pequenas	1,5 a 1,8 m/s
„ médias	1 „ 1,5 „
„ grandes	0,8 „ 1 „

principalmente quando o reservatório de ar não é suficiente.

Para as tubulações de aspiração, adota-se como base uma velocidade correspondendo a apenas 75% da velocidade de recalque, ou seja:

Bombas pequenas	1 a 1,5 m/s
„ médias	0,75 „ 1 „
„ grandes	0,6 „ 0,75 „

Líquidos espessos. — Para os líquidos espessos, adota-se, nas bombas duplex, uma velocidade apenas correspondente a cerca de 60% daquela indicada para a água.

É preferível utilizar, para estes líquidos, válvulas esféricas, em vez de válvulas de discos.

Reservatórios de ar

As bombas de pistão devem ser munidas de reservatórios de ar cujo volume v_r seja, no mínimo, 5 vezes o volume deslocado por cada golpe de pistão.

Tromp (p. 496) aconselha as seguintes dimensões para o reservatório de ar:

a) RESERVATÓRIO DO LADO DA ASPIRAÇÃO: v_r = 5 a 16 vezes o volume correspondente a cada golpe de pistão.

b) RESERVATÓRIO DO LADO DO RECALQUE: este reservatório deve ser proporcional ao comprimento L das tubulações de recalque:

L = 20 m	v_r = 4 golpes de pistão
L = 100 m	v_r = 6 „ „ „
L = 1 000 m	v_r = 12 „ „ „

B. BOMBAS CENTRÍFUGAS

As bombas centrífugas constituem a grande maioria das bombas utilizadas nas usinas de açúcar (fig. 46.2).

Velocidade

O grande inconveniente destas bombas é que a velocidade do motor elétrico que as aciona é estabelecida de modo definitivo e não pode ser ajustada: 2 900, 1 450, 960 rpm, em corrente alternada de 50 ciclos.

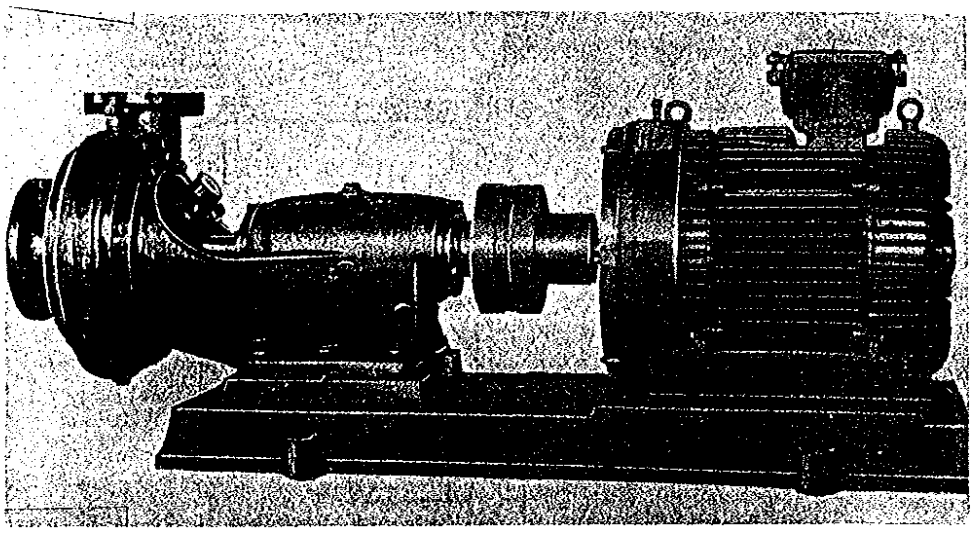


FIG. 46.2. — Motobomba para caldo (Bréguet).

Regulagem da vazão

Portanto, a regulagem da vazão deve ser feita por meio de válvula e esta válvula deve sempre ser instalada do lado da descarga, e não do lado da aspiração. Caso contrário, ocorre cavitação, ocasionando o desgaste rápido do rotor.

Aliás, este modo de regulagem pode ser efetuado sem inconveniente até o fechamento total da válvula. Então se diz que a bomba "gira em seu caldo".

A potência absorvida pela bomba assim regulada diminui, efetivamente, com a vazão, embora, é evidente, não diminua proporcionalmente. Porém, o cos φ do motor diminui igualmente e pode tornar-se muito baixo.

Entretanto, a regulagem por meio da válvula de descarga não permite sempre regular a vazão da bomba às variações contínuas, e às vezes consideráveis, de sua vazão.

Para evitar a fiscalização constante, exigida para a regulagem da válvula, é possível munir a bomba a motor dum dispositivo com válvula equilibrada, acionada por uma bóia instalada num tanque intermediário e regularizadora da vazão da bomba a motor (fig. 46.3). Deste modo, a vazão é proporcional à quantidade de líquido que chega ao tanque intermediário *B*. Quando o nível.

neste tanque, ultrapassa uma certa cota N_1, a bóia fecha completamente a válvula e todo o líquido é recalcado pela tubulação de descarga T. Quando o nível baixa a menos de N_2, a bóia abre completamente a válvula e todo o líquido circula em circuito fechado entre o tanque B, a motobomba e a válvula. Em funcionamento normal, a válvula fornece uma certa proporção de líquido que recirculou.

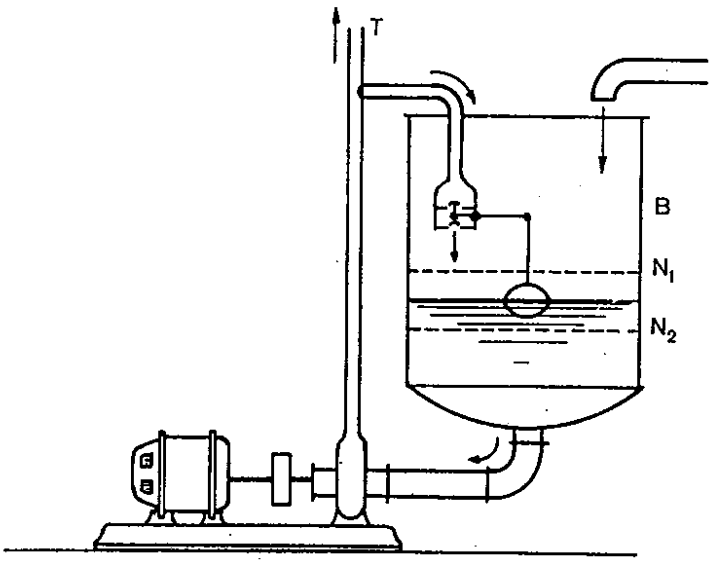


FIG. 46.3. — Regularização da vazão duma motobomba por meio de dispositivo com bóia.

Este dispositivo é bastante útil para assegurar o bom funcionamento duma motobomba para caldo misto, por exemplo, e evitar as variações na alimentação dos aparelhos que seguem a motobomba.

Escolha da vazão da bomba

Na elaboração dum projeto de instalação do qual fazem parte bombas centrífugas, os fabricantes tendem a adotar bombas com vazão nominal 25 a 30% superior à vazão média necessária.

É indispensável prever uma margem, para enfrentar as variações instantâneas da vazão, as entradas de ar, os transtornos de funcionamento etc. Porém, uma margem exagerada prejudica o cos φ da usina. Acreditamos que uma margem de 15 a 20%, no máximo, seja suficiente para evitar qualquer dificuldade. Por exemplo, para uma usina na qual o volume de caldo é de 100 000 litros/hora, adotam-se motobombas para 120 000 litros/hora, e não é conveniente deixar uma margem superior. Então, é preciso trocar ou conservar os rotores, quando estão gastos. De outro lado, quando a capacidade da usina aumenta progressivamente, como acontece com freqüência, e quando certas

motobombas não são mais suficientes, geralmente, encontra-se-lhes facilmente uma utilização diferente, num outro setor.

Evidentemente, esta observação não pode ser aplicada às bombas alimentadoras das caldeiras, para as quais é prudente deixar uma margem de vazão considerável (cf. p. 1024).

Potência

A potência absorvida pelas bombas centrífugas é dada pela mesma fórmula utilizada para as bombas de duplo efeito:

$$P = \frac{Q(H + h)}{75\rho} \tag{46.9}$$

possuindo as letras os mesmos valores (cf. p. 1123, fórm. 46.8).

Para o rendimento ρ da bomba, adota-se:

Bombas pequenas	ρ =	0,50, aproximadamente
„ médias	ρ =	0,60, „
„ grandes	ρ =	0,70, „

Tromp (p. 506) fornece os seguintes valores, mais exatos:

QUADRO 46.3

Rendimento mecânico das bombas centrífugas

Vazão	*Rendimento*
V_l = 300 a 1 000 l/min	ϱ = 55 a 65 %
1 000 „ 5 000 „	65 „ 70 „
5 000 „ 15 000 „	70 „ 73 „
15 000 „ 25 000 „	73 „ 75 „
25 000 „ 50 000 „	75 „ 80 „

Evidentemente, as bombas multicelulares possuem um rendimento inferior. É preciso calcular 0,35 a 0,45 para as bombas comuns e um pouco mais para as bombas especiais.

Bombas multicelulares

As bombas comuns com uma única turbina, ou bombas unicelulares, apenas podem elevar a água até:

H = 50 m, quando não possuem pás fixas;

H = 100 m, aproximadamente, quando são munidas de pás fixas.

Conseqüentemente, quando a carga é superior a 100 m ou 10 kg/cm², é preciso recorrer às bombas multicelulares. Trata-se de bombas unicelulares dis-

postas em série sobre o mesmo eixo e passando o líquido de uma à outra. Nas usinas de açúcar, são encontradas, principalmente, para:

a) Bombas alimentadoras para as caldeiras de alta pressão.

b) Bombas de recalque através dos vários estágios dos aquecedores.

c) Compressores para as turbinas, quando ainda há turbinas hidráulicas.

d) Bombas de irrigação para o recalque a um reservatório elevado.

Aspiração

Sob o ponto de vista da altura da aspiração, as bombas centrífugas são ainda mais limitadas que as bombas de pistão.

Mesmo nos casos mais favoráveis, não se ultrapassam 7 m.

Este limite é ainda mais reduzido pela água quente. Do catálogo Bréguet extraímos a curva abaixo, que indica a altura máxima de aspiração admissível em função da temperatura do líquido (fig. 46.4). Observa-se que, a partir de 68°C, o tanque denominado "de aspiração" deve estar em carga sobre a bomba.

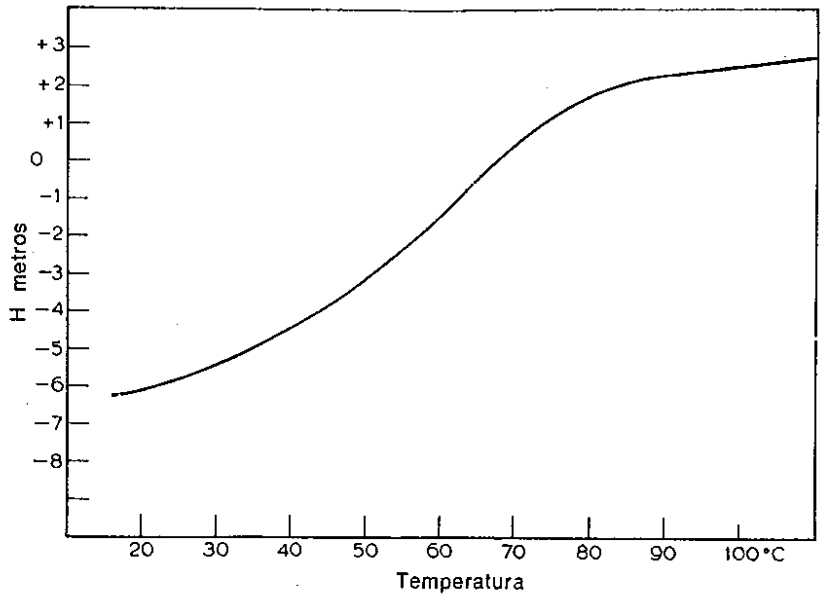


FIG. 46.4. — Bomba centrífuga. Altura máxima de aspiração (ou altura mínima de carga) conforme a temperatura do líquido.

A altura de aspiração é calculada do eixo da bomba até o nível do líquido no tanque de aspiração.

Quando a aspiração ultrapassa 3 m, convém instalar uma válvula de pé.

Aliás, é vantajoso procurar instalar as bombas centrífugas em carga, porque não aspiram automaticamente, como as bombas de pistão. Quando há aspiração,

sempre correm o risco de perder a sucção por ocasião das paradas e, às vezes, é bastante difícil fazê-las funcionar novamente.

Bombas com rotor aberto

São bombas centrífugas especiais, estudadas para deixar passar pedaços de bagaço do tamanho daqueles que passam sob as moendas entre estrado ou bagaceira e rolos.

Algumas vezes, também são chamadas "bombas de draga"; seu nome inglês é "chokeless pumps".

Obviamente, seu rendimento é muito menor e não podem ser reguladas por meio de válvula, sem risco de obstrução. Portanto, devem ser munidas dum motor com velocidade variável ou dum dispositivo de aspiração que regule a vazão automaticamente.

Coulter, engenheiro em Naalehu (Havaí), aconselha calcular estas bombas para uma capacidade 25% superior à quantidade máxima de caldo que devem recalcar e com uma potência 50% superior ao máximo necessário teoricamente.

Storrar (IX C. ISSCT) acredita que nenhuma bomba pode ser qualificada como livre de engasgo, se seus orifícios de aspiração e descarga não alcançam 75 mm de diâmetro. Conseqüentemente, na prática, estas bombas não podem ser utilizadas nas usinas que moem menos de 50 TCH, o mesmo ocorrendo com aquelas com menos de 15% de embebição. Em nossa opinião, este limite de utilização deve ser aumentado para 80 ou 100 TCH e 20%.

C. BOMBAS ROTATIVAS

Emprego

Antigamente, nas usinas de açúcar, as massas cozidas eram transportadas por meio de bombas de corrente. Eram aparelhos muito rústicos e causavam problemas terríveis. Hoje em dia, felizmente, tornaram-se uma lembrança do passado.

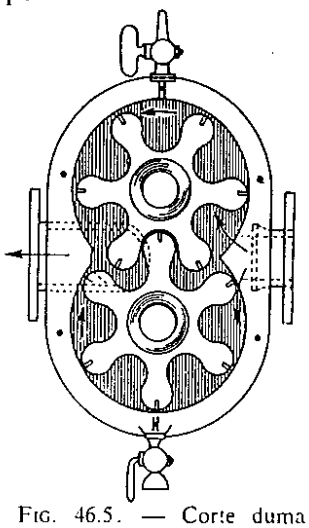


FIG. 46.5. — Corte duma bomba com engrenagens (Broquet).

Os méis e melaços podem ser manipulados por meio de bombas com engrenagens (fig. 46.5) simples e rústicas, agora fabricadas com acoplamento a motores. São pouco exigentes. Um dos melhores modelos atuais é a bomba Broquet (fig. 46.6), que não engasga. É reversível e não possui mola nem válvula. Sua vazão é proporcional à velocidade de rotação e varia de 1,5 m³/h a 60 m³/h, a 80 rpm.

A potência de aspiração alcança 7,5 m de coluna de água, a 80 rpm. Podem bombear líquidos com viscosidade entre 200 e 100 000 centistokes. Apresentam a vantagem bastante particular dos suportes dos eixos e dos mancais serem fabricados com hexaplasma, produto anticorrosivo e antiabrasivo que não necessita lubrificação nem manutenção e permite o funcionamento a seco, sem deteriorização. O coeficiente de fricção é excepcio-

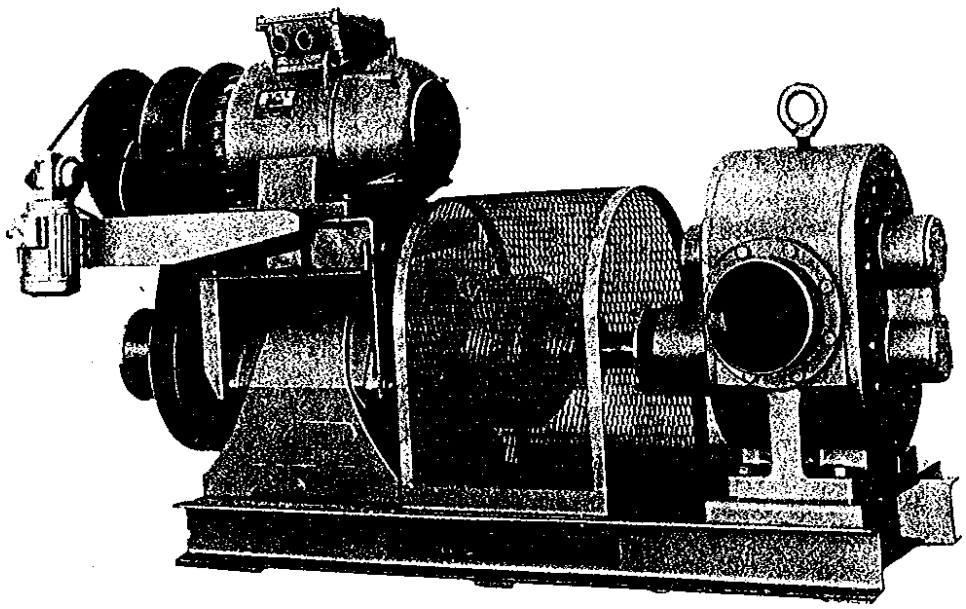


FIG. 46.6. — Motobomba com engrenagens para méis e melaços (Broquet).

nalmente fraco, da ordem de 0,04. Podem funcionar sob pressões alcançando 20 bares. O desgaste dos mancais é praticamente nulo, não exigindo manutenção durante a entressafra. Estas bombas são munidas dum invólucro duplo de aquecimento.

A massa cozida é muito mais difícil de ser manipulada. Nenhum modelo de bomba se mostrou satisfatório até que a Hallesche Maschinenfabrik, na Alemanha, construiu a bomba "Rota" (fig. 46.7). Esta resolveu o problema de modo ideal e tornou-se rapidamente a bomba padrão para massa cozida. Seu emprego estendeu-se aos méis e melaços, se bem que sua importância real se restrinja à massa cozida.

É uma bomba com deslocamento, formada por um núcleo com forma elítica que gira num corpo de bomba e sobre o qual se apóia uma raspadeira com mola (fig. 46.8). Seu funcionamento se compreende pela própria figura.

Velocidade

Geralmente, estas bombas são fornecidas, ou com grupo completo com motor, ou com a polia de acionamento, e redutor intercalado (fig. 46.7).

A redução de velocidade entre a polia e a bomba é efetuada preferivelmente por meio de correias trapezoidais, ou então por meio de engrenagens com pinhão de couro. No caso do grupo com motor, havia também uma primeira redução por meio de parafuso tangente, que diminuía bastante o rendimento, mas simplificava muito a redução. Atualmente, estes grupos são fabricados com redutor co-axial, cujo rendimento é bem melhor.

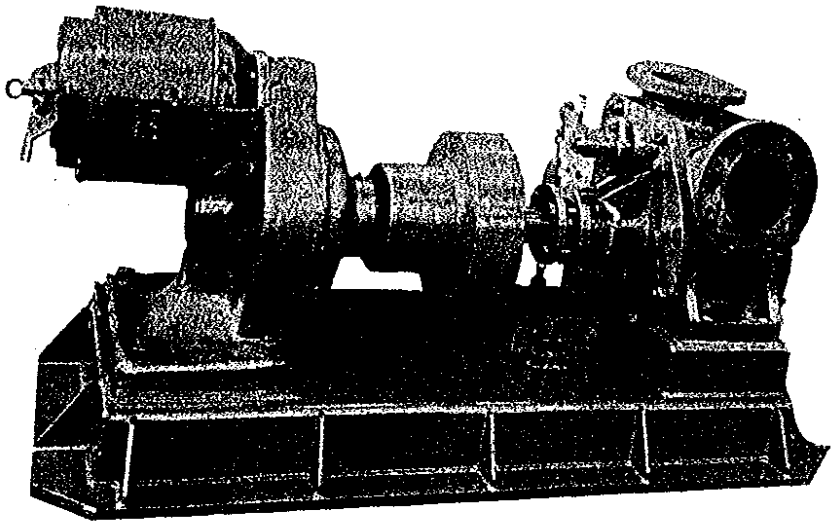


FIG. 46.7. — Motobomba Rota (Fives-Lille Cail).

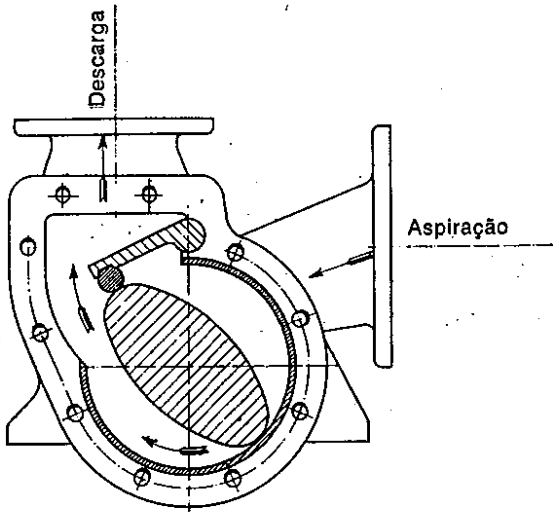


FIG. 46.8. — Bomba Rota. Corte.

A velocidade de rotação do núcleo da bomba varia de 120 a 150 rpm, para os méis e melaços, e de 30 a 60 rpm, para as massas cozidas.

Vazão

Tem-se:

$$Q = 60\left(\frac{\pi D^2}{4} - s\right) Ln \cdot \rho_v \qquad (46.10)$$

Q = vazão da bomba, em litros/hora;
D = diâmetro do corpo cilíndrico, em decímetros;
s = seção do núcleo perpendicularmente ao eixo, calculado em dm²;
L = largura do corpo da bomba, paralelamente ao eixo, calculado em dm;
n = velocidade do núcleo, em rpm;
ρ_v = rendimento volumétrico.

Adota-se:

Méis e melaços ρ_v = 0,70 a 0,85, de acordo com a viscosidade
Massas cozidas ρ_v = 0,60 „ 0,75, „ „ „ „ „

Potência

A potência absorvida pela bomba tem o seguinte valor:

$$P = \frac{V(H+h)d}{75\rho_m\ \rho_r\ \rho_M} \qquad (46.11)$$

P = potência absorvida pelo motor da bomba, em CV;
V = volume de matéria bombeada, em litros/segundo;
d = densidade da matéria bombeada;
H = altura total entre descarga e aspiração, calculada em metros;
h = perdas de carga, em metros de água. Para os líquidos muito viscosos, esta expressão pode ser bastante considerável;
ρ_m = rendimento global da bomba propriamente dita;
ρ_r = rendimento do redutor e da transmissão;
ρ_M = rendimento do motor elétrico.

Geralmente:

ρ_m é de cerca de { 0,70 a 0,80 para os méis; 0,60 „ 0,70 „ as massas cozidas.

ρ_r é de cerca de { 0,90 a 0,95 para 2 rodas dentadas; 0,50 „ 0,60 „ uma roda e seu parafuso tangencial.

ρ_M é de cerca de: 0,80 a 0,90.

Aspiração e descarga

Trabalhando com mel ou melaço que preencha perfeitamente os espaços, estas bombas podem aspirar 2 ou 3 m, o que corresponde a 3 ou 4 m de água. Podem bombear até 20 a 30 m de altura, ou seja, 3 a 5 kg/cm².

Utilização. — São bastante caras e é conveniente utilizá-las somente com massa cozida, para a qual são muito úteis, pois não esmagam o cristal. Porém, uma vez instaladas, exigem pouca fiscalização e manutenção. A peça mais sujeita a quebras é a mola que faz voltar a raspadeira. É aconselhável prever um certo estoque destas peças e exigir um metal de ótima qualidade. Em alguns casos, também é possível substituir esta mola por um contrapeso, porém este recurso nem sempre obtém êxito.

D. BOMBAS HELICOIDAIS

São bombas bastante parecidas com as bombas de engrenagens, porém, nas quais o volume deslocado durante uma rotação corresponde ao espaço livre entre duas roscas dum parafuso.

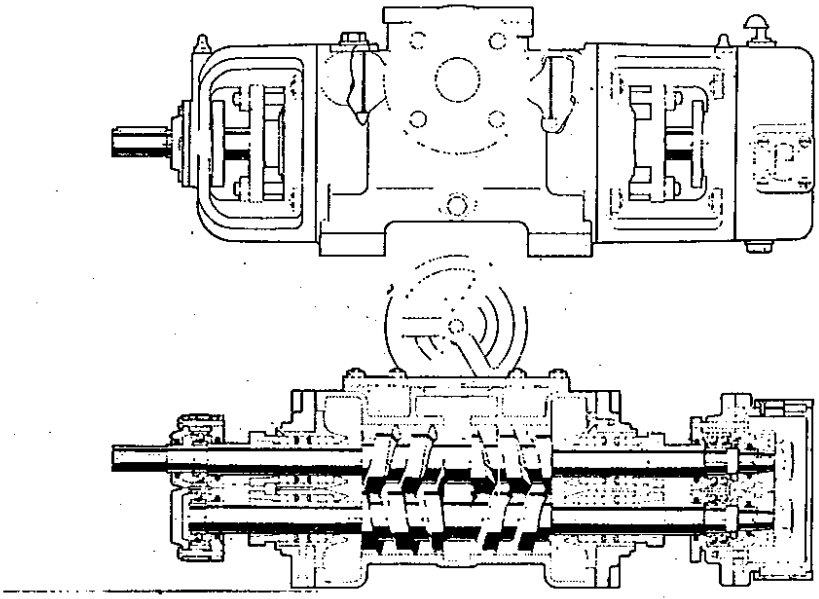


FIG. 46.9. — Bomba helicoidal Guinard, sistema Houttuin.

O modelo mais difundido nas usinas de açúcar francesas é a bomba Guinard, sistema Houttuin, com parafuso duplo (fig. 46.9): o engrenamento dum parafuso no outro assegura a separação dos volumes individuais entre as roscas sucessivas e, conseqüentemente, a vedação da bomba, isto é, a irreversibilidade do escoamento. Estas bombas são utilizadas para o melaço; seu rendimento é de cerca de 0,70.

47

ESCOAMENTO E TUBULAÇÕES

O escoamento dos fluidos nos tubos é regido pelas mesmas leis, independentemente de serem líquidos ou gases. À primeira vista, isto parece ser estranho, mas é ocasionado pelo papel importante que desempenha, neste caso, a viscosidade do fluido; ora, a viscosidade é definida pela resistência ao escoamento e foi graças à sua intervenção que as fórmulas puderam ser unificadas.

Como a maioria dos problemas de transporte dos gases em uma usina de açúcar podem ser facilmente resolvidos adotando velocidades aconselhadas, nós nos preocuparemos, sobretudo, com o escoamento dos líquidos. Porém, conhecidas as viscosidades, as soluções podem ser obtidas de modo perfeitamente análogo.

Nas usinas de açúcar, trata-se, principalmente, dos seguintes fluidos: água, caldo, xarope, méis, melaço, vapor, CO_2, ar, gases das fornalhas.

FÓRMULAS GERAIS

A. **Equação de continuidade.** — Em toda a tubulação que transporta um líquido, tem-se:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot U \qquad (47.1)$$

Q = vazão do tubo, em m^3/s;
D = diâmetro do tubo, em metro;
U = velocidade do líquido, em m/s.

B. **Perda de carga.** — Qualquer escoamento compreende fricção e, portanto, perda de energia, a qual é chamada, nesta circunstância, "perda de carga". Tem-se:

$$\Delta p = \lambda \cdot \varpi \cdot \frac{U^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} \tag{47.2}$$

Δp = perda de carga do líquido, ao longo do tubo, calculada em kg/m²;
λ = coeficiente de resistência do tubo (sem dimensões);
ϖ = peso específico do líquido, em kg/m³;
U = velocidade média de escoamento do líquido, em m/s;
g = 9,8 m/s²;
L = comprimento do tubo, em metros;
D = diâmetro do tubo, em metro.

Às vezes, é cômodo calcular a perda de carga em altura de líquido. Tem-se, então:

$$J = \frac{\Delta p}{\varpi} = \lambda \cdot \frac{U^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} \tag{47.3}$$

J = perda de carga ao longo do tubo, em metros de altura do líquido.

Da mesma forma, pode ser necessário relacionar a perda de carga à unidade de comprimento do tubo:

$$j = \frac{J}{L} = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{U^2}{2g} \tag{47.4}$$

j = perda de carga unitária, em metros por metro de comprimento do tubo.

Lembra-se que 1 kg/m² = 1 mm de altura de água.

Quando o escoamento é realizado por gravidade, sem obstáculo ou estrangulamento, nem no ponto de partida, nem no ponto de chegada e nem ao longo do tubo, a perda de carga J é igual à diferença de nível:

$$J = Z \tag{47.5}$$

O ponto problemático está no cálculo de λ, que é função apenas do número de Reynolds, em escoamento laminar, mas também da rugosidade das paredes internas do tubo, quando o escoamento é turbulento.

C. **Número de Reynolds.** — Este número é um coeficiente sem dimensões que caracteriza o estado, laminar ou turbulento, do escoamento:

$$R = \frac{UD}{\nu} \tag{47.6}$$

R = número de Reynolds;
U = velocidade do fluido, em m/s;

D = diâmetro do tubo, em metro;

ν = viscosidade cinemática do fluido, em m²/s = $\frac{\eta g}{\varpi}$;

η = viscosidade absoluta do fluido, em kg s/m²;

ϖ = peso específico do fluido, em kg/m³.

Quando $R < 2\,320$, há escoamento laminar, isto é, as correntes de fluidos deslocam-se paralelamente ao eixo do tubo e de acordo com uma lei parabólica de variação da velocidade em um corte axial de parede a parede, sendo a velocidade máxima aquela da corrente axial.

Quando $R > 3\,000$, há escoamento turbulento.

Quando $2\,320 < R < 3\,000$, o escoamento é instável e pode ser laminar ou turbulento.

Os valores 2 320 e 3 000 são chamados valores críticos inferior e superior do número de Reynolds.

D. **Viscosidade.** — A viscosidade cinemática ν geralmente é calculada em stokes. Em nossas fórmulas de escoamento, utiliza-se o sistema M.K.S. (metro, quilograma-força, segundo), porém a transformação é imediata:

$$1\nu(\text{m}^2/\text{s}) = 10\,000 \text{ stokes } (\text{cm}^2/\text{s}) \qquad (47.7)$$

A viscosidade cinemática é determinada por meio dum viscosímetro de gravidade ou de escoamento (porque a diferença de pressão provém da densidade do líquido).

A viscosidade absoluta η é geralmente calculada em poises e a transformação em unidades M.K.S. é igualmente fácil:

$$1\eta(\text{kg . s/m}^2) = 98 \text{ poises (grama-massa/cm . s)} \qquad (47.8)$$

Determina-se a viscosidade absoluta por meio dum viscosímetro a diferença de pressão, por exemplo o "Höppler".

Seguem os valores das viscosidades para a água e as soluções de açúcar puras.

QUADRO 47.1

Viscosidade absoluta η em kg . s/m² × 10⁴ e viscosidade cinemática ν em m²/s × 10⁶ das soluções de açúcar puras

Açúcar (%)	*Temperatura em °C*						
	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	Viscosidade absoluta $\eta \times 10^4$ (kg . s/m² × 10⁴)						
0	1,02	0,82	0,67	0,56	0,48	0,42	0,37
20	1,98	1,52	1,21	0,99	0,83	0,69	0,60
30	3,25	2,42	1,87	1,50	1,22	1,02	0,87
40	6,29	4,46	3,30	2,54	2,01	1,63	1,35
50	15,73	10,31	7,13	5,17	3,88	3,00	2,39
60	59,6	34,5	21,4	14,3	9,85	7,12	5,30
70	490,9	225,9	116,2	65,6	39,8	25,5	17,1
75	2 373	910	397	197	107	62,6	39

QUADRO 47.1 (*continuação*)

Açúcar (%)	*Temperatura em °C*						
	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	Viscosidade cinemática $\nu \times 10^6$ ($m^2/s \times 10^6$, *ou centistokes*)						
0	1	0,80	0,66	0,56	0,48	0,42	0,37
20	1,80	1,39	1,10	0,91	0,76	0,64	0,57
30	2,83	2,11	1,64	1,32	1,08	0,91	0,78
40	5,24	3,73	2,78	2,14	1,70	1,39	1,15
50	12,55	8,25	5,73	4,17	3,15	2,44	1,96
60	45,5	26,4	16,5	11,0	7,64	5,55	4,15
70	357,5	165,2	85,3	48,4	29,4	19,0	12,8
75	1 688	644	285	142	77,4	45,5	28,5

Um quadro muito mais completo é encontrado na página 100, SASTA, 40.º, 1966, e na página 719 do "Cane Sugar Handbook", de Spencer & Meade (9.ª ed.).

Para um mesmo Brix, as soluções de açúcar impuras possuem uma viscosidade bem superior àquela das soluções puras; é muito variável, de acordo com a natureza das impurezas. Não dispondo de dados mais precisos, é possível utilizar o método aproximado, que consiste na dedução da viscosidade duma solução com pureza p daquela da solução pura com o mesmo Brix, tomando:

$$\text{Viscosidade da solução impura} = \frac{\text{viscosidade da solução pura} \times 100}{p} \qquad (47.9)$$

Evidentemente, é mais exato e prudente medir a viscosidade no laboratório.

EXEMPLO. — Caldo com Brix 20, pureza 85, à temperatura de 60°C.

$$\nu = \frac{0{,}76 \cdot 10^{-6}}{0.85} = 0{,}89 \cdot 10^{-6}.$$

E. **Coeficiente de resistência** λ. — Este coeficiente depende do escoamento, com outras palavras, do número de Reynolds R.

a) ESCOAMENTO LAMINAR. Adota-se:

$$\lambda = \frac{64}{R} \qquad (47.10)$$

b) ESCOAMENTO TURBULENTO. Em escoamento turbulento, λ depende também do estado das paredes internas do tubo.

Tubos lisos. — Para

$$R < 10^5: \qquad \lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100R}} \qquad (47.11)$$

Para:

$$R > 10^5: \qquad \lambda = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{R^{0{,}237}} \qquad (47.12)$$

Tubos rugosos. — Quando o número de Reynolds é muito grande (10^5 a 10^6, conforme a rugosidade), pode-se adotar:

$$\lambda = 0{,}01\left(\frac{A}{D}\right)^{0{,}314} \qquad (47.13)$$

D = diâmetro interno do tubo, em metro;

A = coeficiente tendo a dimensão dum comprimento, dado por:

Tubo de metal novo, relativamente liso	$A = 1{,}5$ m
„ „ ferro fundido novo ou chapa	$A = 2{,}5$ „
„ „ ferro velho e enferrujado	$A = 5$ „

Para os casos intermediários e os números de Reynolds menores, λ varia num intervalo relativamente estreito e toma um valor intermediário entre o valor correspondente ao tubo liso e o correspondente ao tubo rugoso.

Perdas de cargas especiais. — As curvas, principalmente quando são fechadas, as válvulas, as mudanças de seção levam a perdas de carga suplementares, que devem ser levadas em conta. É possível relacioná-las a um comprimento suplementar de tubo. Para cada caso, encontram-se valores exatos, página 34 de "Calcul des Tuyaux", obra muito completa sobre as leis do escoamento.

EXEMPLO 1. *Controle duma tubulação.*

Dados: D e J.

Incógnitas: U e Q.

Seja um tubo de diâmetro $D = 120$ mm e de comprimento $L = 100$ m, levando a água duma tomada a um tanque, quando o nível da água no tanque está a $Z = 2$ m abaixo do nível da tomada.

Tem-se (fórms. 47.4 e 5): $j = \dfrac{Z}{L} = \dfrac{2}{100} = 0{,}02$ m/m. Seria preciso conhecer o escoamento, uma vez que não se conhece ainda a velocidade do líquido. Portanto, procede-se por tentativas. Temos (fórm. 47.6):

$$R = \frac{UD}{\nu} = \frac{0{,}120U}{0{,}90 \cdot 10^{-6}} = 0{,}133 \cdot 10^6 U$$

Convém supor R muito grande, superior a 10^5. Neste caso, tem-se (fórm. 47.13):

$$\lambda = 0{,}01\left(\frac{3}{0{,}12}\right)^{0{,}314} = 0.01(25)^{0{,}314} = 0.01 \times 2{,}75 = 0{,}0275$$

Portanto, deve-se ter:

$$j = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{U^2}{2g} \qquad \text{ou:} \qquad 0{,}02 = \frac{0{,}0275}{0{,}120} \times \frac{U^2}{19.6}$$

donde:

$$U^2 = \frac{0{,}02 \times 0{,}120 \times 19{,}6}{0{,}0275} = 1{,}71 \qquad U = 1{,}31 \text{ m/s}$$

Verifica-se o escoamento:

$$R = 0{,}133 \cdot 10^6 \times 1{,}31 = 174\,230 > 10^5.$$

Então, a vazão é (fórm. 47.1):

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot U = \frac{3{,}14 \times 0{,}12^2}{4} \times 1{,}31 = 0{,}0148 \text{ m}^3\text{/s} = 14{,}8 \text{ l/s.} \quad \text{l/s.}$$

Se o valor encontrado de R tivesse modificado o ponto de partida ou estivesse compreendido entre os valores críticos inferior e superior, teria sido conveniente retomar o cálculo operando por tentativas.

EXEMPLO 2. — Determinação do diâmetro dum tubo.

Dados: Q e j.
Incógnitas: D e U.

Seja um reservatório com $Z = 12$ m acima da válvula dum tanque de caldo onde se necessitam $Q = 5$ l/s de caldo. O comprimento do tubo será: $L = 20$ m. Qual o diâmetro D a ser dado ao tubo, para obter os 5 l/s?

Tem-se: $j = \frac{Z}{L} = \frac{12}{20} = 0{,}6.$

Procura-se o valor de D, que dará: $j = 0{,}6$.

Experimenta-se: $D = 40$ mm. Procura-se a velocidade U (fórm. 47.1):

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot U \qquad U = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 5}{3{,}14 \times 0{,}4^2} = 39{,}8 \text{ dm/s} = 3{,}98 \text{ m/s}$$

Donde o número de Reynolds (quadro 47.1), supondo o Brix = 20, $t = 40°C$:

$$R = \frac{UD}{\nu} = \frac{3{,}98 \times 0{,}04}{1{,}10 \cdot 10^{-6}} = 144\,686$$

O escoamento é turbulento. Se o tubo é liso, tem-se λ (fórm. 47.12):

$$\lambda = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{R^{0{,}237}}$$

$$\log R^{0{,}237} = 0{,}237 \log R = 0{,}237 \times 5{,}16043 = 1{,}22302 \qquad R^{0{,}237} = 16{,}712$$

$$\lambda = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{16{,}712} = 0{,}0032 + 0{,}0132 = 0{,}0164$$

Donde (fórm. 47.4):

$$j = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{U^2}{2g} = \frac{0{,}0164}{0{,}04} \times \frac{3{,}98^2}{19{,}6} = 0{,}33.$$

Experimentando,agora: $D = 30$ mm, encontra-se, do mesmo modo, $j = 1{,}32$, o que é impossível; portanto, o diâmetro certo está compreendido entre 30 e 40. Adota-se: $D = 40$ mm, e, desejando deixar uma margem de segurança, $D = 50$ mm.

Recalque. — O caso dum tubo de recalque é muito mais simples, pois há várias soluções possíveis, dependendo da perda de carga tolerada. Portanto, escolhe-se uma velocidade U no quadro das velocidades normais; deduz-se o diâmetro D, obtendo o número de Reynolds, o coeficiente de resistência λ e a perda de carga total J. Adota-se a velocidade e o diâmetro, fornecendo uma perda de carga conveniente ou aceitável.

Quando se transporta água, caldo, xarope, mel ou melaço na usina, por meio duma bomba, e mesmo por gravidade, em um trajeto curto, geralmente não se calcula a tubulação: é suficiente escolher o diâmetro do tubo, para obter uma velocidade normal do líquido.

QUADRO 47.2

Velocidades normais nas tubulações dos líquidos, em metros/segundo

	Aspiração	*Recalque*
Água	1 a 1,25	1,25 a 2,50
Caldo	1 „ 1,20	1,20 „ 2
Xarope	0,50 „ 1	0,75 „ 1,25
Méis e melaços	0,25 „ 0,50	0,50 „ 0,75
Massas cozidas	0,10 „ 0,20	0,15 „ 0,30

ESCOAMENTO DOS GASES E DO VAPOR

O escoamento dos gases e, principalmente, do vapor, é determinado exatamente pelas mesmas leis que se aplicam ao escoamento dos líquidos e obedece às mesmas fórmulas acima citadas. Abaixo, fornecemos os elementos necessários para os principais fluidos transportados nas usinas de açúcar.

QUADRO 47.3

Peso específico e viscosidade do ar

Temperatura, em °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C
Peso específico ϖ, em kg/m³	1,205	1,129	1,060	1	0.946
Viscosidade absoluta η, em 10^{-6} kg • s/m²	1,856	1,953	2,046	2,140	2,227
Viscosidade cinemática ν, em 10^{-6} m²/s	15.10	16,95	18,94	20,95	23.10

Exemplo: viscosidade ν do ar a 100°C: $\nu = 0{,}000\,023\,1$ m²/s.

QUADRO 47.4

Viscosidade cinemática ν do vapor, em 10^{-6} m²/s

Pressão absoluta p kg/cm²		1	2	6	10	20	30
Pressão eficiente p' kg/cm²		0	1	5	9	19	29
Temperatura (t°C)	100 °C	22					
	120 °C	24,8	12,3				
	160 °C	30,2	15,1				
	200 °C		18	5,1	3,8		
	220 °C			6,7	4,2	2,4	
	300 °C			9.1	5,7	3,1	2,4
	350 °C				6,7	3,7	2,9
	400 °C					4,4	3,3

Exemplo: viscosidade ν do vapor a 30 kg/cm² abs.-400°C: $\nu = 0{,}000\,003\,3$ m²/s (tabela calculada de acordo com "Techniques de l'Ingénieur", A.580.5 e tabelas VDI de Schmidt, 1956).

QUADRO 47.5

Viscosidade cinemática ν de CO_2 e SO_2, a 760 mm Hg, em 10^{-6} m²/s

Temperatura	50 °C	100 °C	150 °C	200 °C	300 °C
CO_2	9,7	12,8	16,3	20,1	28,6
SO_2	5,7	7,6	9,8	12,3	17,6

(Quadro extraído de "Cálculo dos Tubos", Oniga, p. 65).

Velocidade normal do vapor

Nas usinas de açúcar, raramente se calculam os tubos de vapor levando em consideração a perda de carga. Freqüentemente se adota apenas um diâmetro que fornece uma velocidade dita normal do vapor. Porém, nem sempre há unanimidade sobre estes valores normais, e abaixo fornecemos os valores geralmente adotados pelos fabricantes europeus, como também os empregados pelos fabricantes norte-americanos e assinalados por Tromp (p. 326).

QUADRO 47.6

Velocidades normais do vapor e dos gases, em metros/segundo

	Velocidades americanas	*Velocidades européias*
Vapor superaquecido	40 a 75	40 a 65
„ saturado	25 „ 35	25 „ 30
„ de escape	30 „ 45	30 „ 40
„ de sangria	35 „ (50)	35 „ 50
„ sob vácuo	(45) „ 60	50 „ 80
Ar comprimido	20 „ 30	
Ar sob vácuo	12 „ 18	
SO_2	20 „ 30	
CO_2	12 „ 30	

Quanto mais comprido o trajeto a ser percorrido, tanto mais fraca será a velocidade adotada, para não ocasionar perdas de carga excessivas.

Hausbrand (pp. 188-191) indica as fórmulas para calcular uma tubulação, determinando a perda de carga. São iguais às indicadas acima e, como estas, pouco empregadas na prática. Entretanto, para uma mesma velocidade de vapor e uma pressão dada, a perda de carga aumenta rapidamente, quando o diâmetro do tubo diminui. Sob o ponto de vista da perda de carga, que é, evidentemente, o fator mais importante, é lógico adotar uma velocidade de vapor maior, proporcional ao aumento da seção do tubo. Neste sentido, os valores do quadro 47.6 são demasiadamente simplistas e devem ser substituídos por velocidades que levam em conta o diâmetro do tubo. Isto é obtido muito simplesmente, aproximando-se da fórmula geral:

$$v = 5\sqrt{D} \qquad (47.14)$$

v = velocidade do vapor, em metros/segundo;

D = diâmetro do tubo, em centímetros.

Esta fórmula pode ser aplicada a todas as pressões de vapor. Na realidade, o coeficiente 5 deve ser substituído por um coeficiente, aumentando levemente com a pressão do vapor a ser transportado.

Na prática, calcula-se primeiramente a fórmula (47.14), depois adota-se a velocidade indicada pelo quadro 47.6, aproveitando a margem deixada, para se aproximar do valor fornecido por (47.14). Se a divergência for muito grande, deve-se efetuar o cálculo completo.

EQUIVALÊNCIA DAS MEDIDAS INGLESAS E DAS MEDIDAS MÉTRICAS

Comprimento

1 inch	2,54 cm
1 foot	0,3048 m
1 yard = 3 ft	0,9144 m
1 mile = 1 760 yards = 5 280 ft	1 609,344 m

Superfície

1 sq. inch	6,4516 cm^2
1 sq. ft = 144 sq. inches	0,092903 m^2
1 sq. yard = 9 sq.ft	0,8361 m^2
1 acre = 4.840 sq. yards	0,4047 ha
1 sq. mile = 640 acres	2,59 km^2

Volume

1 cu. inch	16,387 cm^3
1 cu. ft = 1 728 cu. inches	28,317 dm^3
1 cu. ft	0,028317 m^3
1 Imp. Gallon	4,546 l
1 U.S. Gallon	3,7854 dm^3

Massa

1 oz (avoirdupois)	28,350 g
1 lb = 16 oz.	453,5924 g
1 cwt (americano) = 100 lbs	45,36 kg
1 cwt (inglês) = 112 lbs	50,80 kg
1 short ton (american ton) = 2 000 lbs	907,185 kg
1 long ton (english ton) = 2 240 lbs	1 016,047 kg

Pressão

1 lb/sq. inch	0,070307 kg/cm²
1 lb/sq. ft	4,88243 kg/m²
1 short ton/sq. ft	0,09765 t/dm²
1 long ton/sq. ft	0,10937 t/dm²
1 inch mercury at 80°F =	1,130 ft water at 70°F 1,143 ft „ „ 130°F
1 lb/sq. inch =	2,316 ft „ „ 80°F

Carga-fibra

1 lb/sq. ft	4,88243 kg/m²
1 lb/sq. ft/ft	16,0185 kg/m²/m

Densidade

1 lb/cu. ft	16,0185 kg/m³
1 lb/cu. ft	0,01602 kg/dm³

Calor

1 BTU	0,252 kcal

Poder calorífico

1 BTU/lb	0,555556 kcal/kg
1 kj/kg	0,2389 kcal/kg

Transmissão de calor

1 BTU/sq. ft/h	2,71246 kcal/m²/h
1 BTU/sq. ft/h/°F	4,88243 kcal/m²/°C

Coeficiente de condutibilidade do calor através duma parede

1 BTU/sq. ft/h/°F/ft	1,488 kcal.m/m² h °C
1 BTU/sq. ft/h/°F/inch	0,1240 kcal.m/m² h °C

Câmaras de combustão

1 BTU/cu. ft/h	8,90 kcal/m³ h

Temperatura

F	1,8 C + 32
1°F (temperature difference)	0,555556 °C

Trabalho e potência

1 ft. lb	0,138255 kgm
1 ft. lb	1,3558 J
1 HP = 550 ft. lb/s	76,04 kgm/s
1 HP	1,01387 CV
1 HP	745,70 W
1 HP/short ton	1,1176 CV/t

Taxa de evaporação

1 lb/sq. ft	4,88243 kg/m²
1 lb/sq. ft/h (from and at 212°F)	4,118 kg/m² h (de 0 a 100°C)

Capacidade, superfície e volume

1 sq. ft/short ton	0,102408 m²/t
1 sq. ft/long ton	0,091436 m²/t
1 cu. ft/short ton	31,215 l/t
1 cu. ft/long ton	27,870 l/t
1 sq. ft/cu. ft	3,28084 m²/m³
1 sq. ft/cu. ft	0,328084 m²/hl

Momento de inércia

1 lb. wt-sq. ft	0,138255 m²-kg-peso
1 lb-sq. ft	0,04214 m²/kg

EQUIVALÊNCIA DAS MEDIDAS MÉTRICAS E DAS MEDIDAS INGLESAS

Comprimento

1 cm	0,3937 inch
1 metro	3,28084 ft
1 metro	1,09361 yard
1 km	0,62137 mile

Superfície

1 cm^2	0,155 sq. inch
1 m^2	10,764 sq. ft
1 m^2	1,196 sq. yard
1 ha	2,471 acres
1 km^2	0,3861 sq. mile

Volume

1 cm^3	0,061024 cu. inch
1 dm^3	0,0353147 cu. ft
1 m^3	35,3147 cu. ft
1 litro	0,2200 Imp. gal.
1 litro	0,264166 US. gal.

Massa

1 g	0,035274 oz. (avdp.)
1 kg	2,204622 lbs
1 quintal = 100 kg	2,204622 cwt (americano)
1 quintal = 100 kg	1,9684 cwt (inglês)
1 tonelada = 1 000 kg	1,1023 short ton
1 tonelada = 1 000 kg	0,9842 long ton

Pressão

1 kg/cm^2	14,2233 lb/sq. inch
1 kg/m^2	0,204816 lb/sq. ft
1 t/dm^2	10,2408 short ton/sq. ft
1 t/dm^2	9,1436 long ton/sq. ft
1 cm de mercúrio a 25°C	13,56 cm de água a 20°C 13,70 cm de água a 50°C

Carga-fibra

1 kg/m^2	0,204816 lb/sq. ft
1 $kg/m^2/m$	0,062428 lb/sq. ft/ft

Densidade

1 kg/m³	0,062428 lb/cu. ft
1 kg/dm³	62,428 lb/cu. ft

Calor

1 kcal	3,9683 BTU

Poder calorífico

1 kcal/kg	1,8 BTU/lb
1 kcal/kg	4,1855 kj/kg

Transmissão de calor

1 kcal/m² h	0,368669 BTU/sq. ft/h
1 kcal/m² h °C	0,204816 BTU/sq. ft/h/°F

Coeficiente de condutibilidade do calor através duma parede

1 kcal m/m² h °C	0,672 BTU/sq. ft/h/°F/ft
1 kcal m/m² h °C	8,0636 BTU/sq. ft/h/°F/ /inch

Câmaras de combustão

1 kcal/m³ h	0,11237 BTU/cu. ft/h

Temperatura

C	$\frac{5}{9}$ (F — 32)
1°C (diferença de temperatura)	1,8 °F

Trabalho e potência

1 kgm	7,233 ft. lb
1 J	0,7375 ft. lb
1 kgm/s	0,01315 HP
1 CV	0,98632 HP
1 kW	1,341 HP

Taxa de evaporação

1 kg/m²	0,204816 lb/sq. ft
1 kg/m² (de 0 a 100°C)	0,2428 lb/sq. ft (from and at 212 °F)
1 kg/m²	0,113786 lb/sq. ft/°F

Capacidade, superfície e volume

1 m²/t	9,765 sq. ft/short ton
1 m²/t	10,9366 sq. ft/long ton
1 l/t	0,032036 cu. ft/short ton
1 l/t	0,03588 cu. ft/long ton
1 m²/m³	0,3048 sq. ft/cu. ft
1 m²/hl	3,048 sq. ft/cu. ft

Momento de inércia

1 m² kg-peso	7,233 lb.wt-sq. ft
1 m² kg	23,73 lb-sq. ft

EQUIVALÊNCIA DAS MEDIDAS DE VÁRIOS PAÍSES E DAS MEDIDAS MÉTRICAS

Brasil

Superfície	= 1 alqueire	= 5,98 acres	= 2,42 ha

Cuba

Superfície	= 1 cordel	= 1/324 caball.	= 0,4142 ha
”	= 1 caballeria	= 33,16 acres	= 13,42 ha
Peso	= 1 libra espanhola	= 1,014 lb	= 0,460 kg
”	= 1 arroba	= 25 libras esps.	= 11,502 kg
”	= 1 long. t espanhola	= 2.240 ” ”	= 1.030,400 kg
”	= 1 saco de açúcar	= 325 ” ”	= 149,500 kg

Egito

Comprimento	= 1 cassaba	= 11,647 ft	= 3,55 m
Superfície	= 1 kirat	= 1/24 acre	= 0,017 ha
”	= 1 feddan	= 1,038 acres	= 0,42 ha
Peso	= 1 cantar	= 99,04 lbs	= 44,928 kg

Formosa

Superfície	= 1 koh	= 2,40 acres	= 0,97 ha
Peso	= 1 picul	= 133,3 lbs	= 60,460 kg

India

Superfície	= 1 bigha	= 1/3 acre	= 0,135 ha
Peso	= 1 seer	= 1/40 maund	= 0,933 kg
"	= 1 maund (bazar)	= 82,2857 lbs	= 37,325 kg

Japão

Peso	= 1 kin	= 0,01 picul	= 0,609 kg
Capacidade	= 1 koku	= 6,37 cu. ft	= 180,4 litros

Java

Superfície	= 1 bouw	= 1,77 acres	= 0,7163 ha
Peso	= 1 picul	= 136,2 lbs	= 61,780 kg
Volume	= 1 blik	= 5 Imp. gal.	= 22,7 litros

Maurício

Superfície	= 1 arpent	= 1,043 acres	= 0,422 ha

Peru

Superfície	= 1 fanegada	= 7,156 acres	= 2,896 ha
"	= 1 cuadra	= 1,730 acres	= 0,700 ha

Filipinas

Peso	= 1 picul	= 139,44 lbs	= 63,250 kg
Capacidade	= 1 cavan	= 75 quarts	= 85,2 litros

Porto Rico

Superfície	= 1 cuerda	= 0,9712 acre	= 0,3930 ha

África do Sul

Superfície	= 1 morgen	= 2,1165 acres	= 0,8565 ha

ABREVIAÇÕES UTILIZADAS

B.P.	=	baixa pressão
C.E.	=	coluna de água
CV	=	cavalo-vapor
CV. h	=	cavalo-hora
C.V.I.	=	cavalos-vapor indicados
C.H.T.	=	carga hidráulica total sobre o cilindro superior
C.H.R.	=	carga hidráulica resultante = componente entrada ou saída
C.E.V.	=	calor específico verdadeiro
C.E.M.	=	calor específico médio
C.T.A.	=	calor total de aquecimento
E.P.E.	=	elevação do ponto de ebulição
f.e.m.	=	força eletromotriz
H.P.	=	alta pressão
m.c.	=	massa cozida
M.P.	=	média pressão
M.S.	=	matérias secas
Nm^3	=	metros cúbicos calculados a 0°C e 760 mm de pressão
P.C.	=	poder calorífico
P.C.I.	=	poder calorífico inferior

P.C.S.	=	poder calorífico superior
P.H.E.	=	pressão hidráulica específica
P.H.R.E.	=	pressão hidráulica resultante específica
T.E.E.	=	taxa de evaporação específica
T.E.E.A.	=	taxa de evaporação específica aparente
T.E.E.R.	=	taxa de evaporação específica real
T.E.E.R.C.	=	taxa de evaporação específica real corrigida
V.D.	=	vapor direto
V.E.	=	vapor de escape
V.V.E.	=	volume vazios excluídos

LIVROS E REVISTAS CITADOS COMO REFERÊNCIA

Abreviações correspondentes

Revistas e Publicações

FAS	=	*Facts about Sugar* (mais tarde: *Sugar y Azucar*).
ICUMSA	=	*International Commission for Uniform Methods of Sugar Analysis.*
ISJ	=	*International Sugar Journal.*
MSIRI	=	*Mauritius Sugar Industry Research Institute, Annual Report.*
N.º C. ISSCT	=	$n^{ésimo}$ Congresso da *International Society of Sugar Cane Technologists.*
N.º C. QSSCT	=	$n^{ésimo}$ Congresso da *Queensland Society of Sugar Cane Technologists.*
N.º C. SASTA	=	" " " *South African Sugar Technologists Association.*
QSSCT	=	*Queensland Society of Sugar Cane Technologists, Annual Report*, ou $n^{ésimo}$ Congresso.
RAM	=	*Revue Agricole de Maurice.*
SRIM	=	*Sugar Research Institute Mackay* (Queensland).
S. y A.	=	*Sugar y Azucar.*
TSJ	=	*The Sugar Journal* (Louisiana).

Livros

	Abreviação
BROLA, G., *Générateurs de vapeur à très haute pression*, Paris, 1941.	
BRÜNICHE-OLSEN, H., *Solid-liquid Extraction*, Copenhague, 1962.	S.L.E.

BULLOCK, K. J., *An Investigation into the physical properties of sugar cane and bagasse*. Tese, Brisbane, 1957.	INV. B.
DEERR, Noël, *Cane Sugar*, edição 1921.	
DUBOURG, J., *Sucrerie de betteraves*, Baillière, 1952.	
HABIF, N., *Combustion de la bagasse*, Cairo. 1933.	
HAUSBRAND e HEASTIE, *Evaporating Condensing and Cooling Apparatus*, 5.ª edição inglesa, 1933.	
HAUSBRAND e HIRSCH, *Evaporation Condensation et Refroidissement*, 7.ª edição, trad. König, Paris, 1932.	
HONIG, Pieter, *Principles of Sugar Technology*, 1958-59-63.	P.S.T.
HUGOT, E., *La Sucrerie de Cannes*, Dunod, 1950, 1.ª edição.	L.S.C.
HUGOT, E., *Handbook of Cane Sugar Engineering*, trad. G. H. Jenkins, Elsevier, 1960.	H.C.S.E.
IZART, J., *Aide-mémoire de l'Ingénieur mécanicien*, 5.ª edição, Paris, 1928.	
JENKINS, G. H., *Introduction to Cane Sugar Technology*, Elsevier, 1966.	ITCST
LAHARPE, DE, *Notes et formules de l'Ingénieur*, 22.ª edição, Paris, 1927.	
MAXWELL, Francis, *Modern Milling of Sugar Cane*, 1932.	
MONNIER, P., *L'électricité dans l'usine*, 1934.	
MUNRO, B. M., *An Investigation into crushing of bagasse and the influence of Imbibition on Extraction*, tese, Brisbane, 1964.	INV. M.
MURRY, C. R., *The Mechanics of Crushing prepared sugar cane*, Brisbane, 1960.	MEC
ONIGA, Th., *Calcul des Tuyaux*, Matémine, Châtillon (Seine), Paris, 1949.	
PRINSEN GEERLIGS, H. C., *Practical White Sugar Manufacture*, 1915.	P.W.S.M.
PRINSEN GEERLIGS, H. C., *Cane Sugar and its manufacture*, 2.ª edição, 1924.	C.S.A.I.M.
QUILLARD, Ch., *La Sucrerie de Betteraves*, Baillière, 1932.	
SPENCER e MEAD, *Cane Sugar Handbook*, 9.ª edição, Nova Iorque, 1963.	Sp. and M. —C.S.H.
Techniques de l'Ingénieur, 21, rue Cassette, Paris (6.ª).	T.I.
TROMP, L. A., *Machinery and equipment of the cane sugar factory*, 1936.	TROMP
WEBRE e ROBINSON, *Evaporation*, 1926.	

ÍNDICE ALFABÉTICO

Absorção: Poder do bagaço 350
Aberturas entre rolos: Cálculo 230, 234
— Medição 228
Abertura de saída dos rolos em descanso 148
— axial 164
— de início de levantamento ... 146
— entre rolos 164
— específica 165
Ácido carbônico: Ação sobre os caldos 469
Ácido fosfórico: Ação sobre os caldos 467
Ácido sulfuroso: Ação sobre os caldos 459
Acionamento combinado das moendas 211, 298
— elétrico das moendas 279
— das moendas por turbinas a vapor 289
Acoplador: Elcotron 37
Acoplamento com cardans (moendas) 297
Acoplamento flexível (navalha) 49
Acoplamento hidráulico (turbinas) .. 800
Açúcar: Calor específico 843
— Densidade. Solubilidade 849
— Deterioração 839
— Perda de peso e de titulação .. 842
— Recuperação de açúcar das massas cozidas 756
Açúcar: Secagem. Armazenamento 839
— Ângulo de repouso 841
— Titulação 851
Açúcar C: Utilização 738
— Pureza 815
Acumuladores 138
Acumuladores aero-hidráulicos 140
Acumuladores de vapor. Cálculo .. 1026
Acumuladores individuais 141
Admissão máxima, ótima 1058
Aero-hidráulicos: Acumuladores ... 140
Água fisiológica da cana 159
Água: Quantidade necessária à condensação 913
— de alimentação das caldeiras . 1025
— de complementação das caldeiras 1022
— fria (condensação) 881, 913
— perda 919
— variação do peso da — 882
Águas condensadas 566
— Composição. Controle. Temperatura 575-6
— Extração. Bombas 566, 569
— Utilização 577
Alcalinizadores 1026
Alimentação das moendas 93
Alimentação de água das caldeiras . 1022
Alimentação de caldo (múltiplo-efeito) 581
Alimentação de xarope e méis (cozimento) 727, 742
Alimentadores alternativos, rotativos 111, 112
Alternadores: Rendimento 1096
Altura da camada em difusão 423, 439

Altura de massa cozida (cozedor) 686, 688
Amido 457
Ângulo de abertura das moendas .. 304
Ângulo de deslizamento da cana .. 26
Ângulo de repouso: bagaço 950
— Açúcar 841
Antiincrustadores 482, 602
Aproximação (condensadores) 883, 921
Aquecedor-condensador 520
Aquecedores: Cálculo 505
— Cálculo das superfícies de aquecimento 513
— Coeficientes de transmissão .. 505
— Construção 516
— Margem de temperatura 511
— Perdas de carga 509
— Pressão sobre os fundos 518
— Projeto 511
— Quadro da série de — 521
— Superfície total necessária 515
— Velocidade de circulação 509
Aquecedores de ar: Modelos. Cálculo 1005-6
— Corrosão 1011
— Economia máxima 1012
— Escolha entre economizador e — 1012
— Projeto 1007
— Recirculação 1011
— Relação *r* 1006
— Rendimento 1015
— Temperatura de combustão ... 1010
— Temperatura-limite 1009
— Velocidade de ar e de gás 1007
Aquecedores elétricos de massa cozida 829
Aquecimento 503
— da massa cozida 776, 829
— da massa cozida. Temperatura de — 833
— do caldo no 1.º corpo 642
Ar: Composição 958
— Peso Específico. Viscosidade ..1141-2
— Volume a ser extraído 892
Ar dissolvido 892
"Arcing" (picamento) 110
Arrastos de gotículas 587
Armazenamento do açucar 840
Ar secundário 985
Aspersores: Sistema de refrigeração 917
Aspiração (bombas) ... 1123, 1128, 1132
Auto-evaporação 569, 572, 614
Auxiliares da filtração 529

Bagaceira: Forma. Traçado. Regulagem 243, 244
— Desgaste em sulcos. Metal ... 251
Bagaço: Composição física 949
— Coeficiente de fricção 105, 108, 119
— Combustão 493
— Composição química. P. C. ... 953
— Conservação. Prensas 950
— Peso queimado por m²/h 986, 990, 991
— Utilização 953
Bagaço: Peso específico aparente 105, 109, 950
— Peso da unidade de volume .. 105
— Peso específico sob pressão ... 159
— Poder de absorção 350
— Poder calorífico 953
— Quantidade produzida 949
— Transporte pneumático 1021
Bagaço embebido: Densidade 106
Bagaço prensado: Peso específico .. 951
Balança automática de açúcar 848
Balanção 12
Balanço de vapor da usina 1038
Balões de recirculação 574
Balões de vapor. Cálculo 1037
Bareta 685
Barré de Saint-Venant: Fórmula de 1066
Barulhos anormais das moendas ... 250
Bentonita 458
Bernoulli: Equação de 1065
Bocais: Turbinas a vapor 1068
Bomba de alimentação 1024
Bomba de ar 886
— Acionamento 905
— Cálculo 892
— de compensação 890
— de duplo efeito 886
— para filtro a vácuo 539
— Ponto de potência máxima ... 902
— Potência 901
— Rendimento mecânico 907
— Rendimento volumétrico 887
Bomba de calor (Turbocompressor) 605
Bombas centrífugas 1124
— Aspiração. Potência. Velocidade 1125, 1128
— Escolha e regulagem da vazão 1125
Bombas com rotor aberto *(chokeless)* 1129
Bombas 1119
— com engrenagens 1130
— com rotor aberto 1129
— de água do vácuo 911
— de CO_2 475
— helicoidal 1133
— multicelulares 1127
— Rota 1130
— rotativas 1129
— rotativas com anel líquido 907, 929
— rotativas Hydro — Cálculo ... 931
Bombas de duplo efeito 1119
— Consumo de vapor 1121
— Potência. Aspiração 1123

Bombas rotativas Nash 932
— Velocidade de rotação 901
— Volume deslocado 896, 900
Borbotagem 742
Briquetes de bagaço 951
Brix: Definição 711
— Balanço do Brix 863
— Cálculo na embebição 329
— Escala dos Brix 367
Brix do caldo absoluto 372
— da massa cozida 668, 720, 735
— do melaço 833
— do xarope 667
Burton: Bomba 1119

Cabeçotes hidráulicos 138
Cabos elétricos 1112
Caixa de engrenagens 196
Caixa de sifão (Marais) 568
Cal: Ação sobre os caldos 449
— Consumo 451, 472
Calagem quente 451
— com ebulição 453
— fracionada e duplo aquecimento 452
— fracionada e sulfitação 464
— fria 451
Calandra 559, 676
— flutuante 680
Caldeiras: Construção 1036
— Manutenção 1038
— Rendimento 972
— Superfície de aquecimento ... 991
— Tubos. Modelos. Séries 1032
Caldo: Circulação (múltiplo-efeito) . 581
— absoluto perdido% de fibra .. 358
— defecado: Reação 456
— Nível ótimo no corpo 585
— perdido % de fibra 357
— primário: Proporção de — ... 495
— refratários 452
— residuais: Pureza 375
— sob pressão: Densidade 159
Caldos diluídos: Tratamento — 410, 423, 441
Calha de açúcar 842
Calor específico .....
— da massa cozida 668, 770
— das fumaças 965, 968
— das soluções açucaradas 503
— do açúcar 744, 843
— do vapor 941
— dos méis 743
Calor: Perda pela chaminé 969
Calor total do vapor 936, 942
Câmara de combustão 983
Caminhões com caçambas 13
Cana: Peso por m³ 23, 33, 43, 44, 50, 51, 58, 88, 159
— Coeficiente de fricção 119
— Descarga 11
— Estoque noturno 12
— Volume aparente 162
Canais da chaminé: Seção. Velocidade dos gases 1015
Carbonatação dupla 470
— Heenan and Froude 37
Caramelização 556, 735
Carbonatação: Métodos 469
— Condições favoráveis 479
— Contínua 478
— do sem.xarope 471
— Dupla — 470
— De Haan 471
Carbonato de sódio 457
Cardans 297
Carga: Decomposição na moenda 153
Carga-fibra 161
— específica 162
Carga hidráulica resultante 155
— Entrada/saída 189
— Total 197
Capacidade de absorção do bagaço . 350
Capacidade das moendas 213
Carretas: Entregas por — 16
Carvão 975
Cascata Kraemer 287
Cascata Scherbius 287
Castelos 301
— inclinados 241
Central elétrica 1116
Centrifugação dos méis B 744
Cera (embebição) 349
— (filtração) 529
Cesta de turbina 781
— Conteúdo 790
— Fadiga 795
Chaminé: Seção. Altura 1017
Chapas perfuradas das turbinas 781
Chapman: Circulação do caldo — .. 582
Chavetas 297
Chevrons 66, 131
Chute de alimentação ao esmagador 93
Chute de alimentação da 1.ª moenda 94
Chute intermediário de alimentação 106
Chute de saída da última moenda .. 104
Ciclo da turbinagem ... 789, 793, 804
Cinzeiro 978
Circuito do vapor 1048
Circulação Chapman 582
— da massa cozida (cozedor) ... 690
— diametral (cozedor) 680
— do caldo 581
— mecânica (cozedor) 748
— Velocidade de — (aquecedores) 509
— Velocidade de — (clarificadores) 494
— Velocidade de — (cozedores) . 701
Circuladores: Cálculos 605, 650

Clarificação 485
— composta 454, 495
Clarificadores 486
CO: Perda de rendimento devido ao 963
CO_2: Carbonatação 469, 478
— Bomba de CO_2 475
— Conteúdo de CO_2 na fumaça — 963
Coeficiente de trabalho das moendas 225
Coeficiente sacarose-fibra 355
— de compactação t 162
— de segurança ψ 237
— de solubilidade 670
— de supersaturação 671
— de trabalho indicado 1055
— de transmissão. Aquecedores 505, 509
— de transmissão. Evaporadores . 620
— de transmissão. Lafeuille 777
— de transmissão. Werkspoor ... 771
Coeficiente torque-carga 270
— de eficiência k 382
— de empuxo φ 163, 167
— de enchimento 263
— de extração 357
— de ordenada média 1053
— de resistência ao escoamento 1135, 1138
— Havaí 376
— Java 375
Coloração 459, 465, 556, 735
Coluna barométrica 909, 923
Combustão do bagaço 958
— Temperatura 964, 968
— espontânea do bagaço 951
Combustíveis, outros, além do bagaço 974
Compactação 162
Compartimentos dos clarificadores .. 498
Compensação: Bombas de ar de — 890
Compensador de fase 1109
Compressão (Hugot) 166, 169
Comprimento de chama 984
Concentração: Controle da — 855
— Fase do cozimento 724
— Limite obtenível 668
— Rendimento da — 857
Concentrador 665
Concentração 618
Condensador: co-correntes e contra-correntes 874, 883
— Altura. Seção 874
Condensador: multijatos 921
— de jatos com extração externa de ar 928
— Pressões. Temperaturas . 883, 885
Condutor auxiliar 30
Condutor de cana: Inclinação 31
— Acionamento 37
— Comprimento. Largura 32
— Forma da cabeça 38
— Velocidade. Potência 33, 35
Condutores intermediários 95
— com correia 101
— com correia, rápidos 102
— fixos (Meinecke) 100
— Inclinação. Velocidade. Potência 98, 99, 265
Conservação do caldo no clarificador 490
— do açúcar 840
Construção das moendas 301
Contador de impulsos 572
Contração 668, 850
Controle da cana 378
— das moendas 365, 378
— standard da usina 863
Convecção 992
Cook: Fornalha 978, 990
Corpo de múltiplo-efeito 557
Coque 473
Corliss 275, 1052
Corrente: alternada 1087
— contínua 1087
— de arranque 1106
Cos φ 802, 1089, 1107
— Correção 1105
Couros de pressão hidráulica 143
Cozedor 674
— Altura 686
— Ângulo do fundo 687
— Capacidade 709
— Circulação da massa cozida .. 690
— Circulação mecânica 748
— Consumo de vapor 704
— Distribuição entre as massas cozidas 716
— Perdas de carga 692
— Pressão hidrostática 688
— Superfície de aquecimento ... 706
— Taxa de evaporação 703
— Vapor de aquecimento 704
— Velocidade de circulação 701
Cozimento 667
— Controle do — 724
— Duração 715, 749, 777
Cristais: Índice da massa cozida em — 736
Cristal falso 726
Cristal: Tamanho 734
Crescimento do cristal 725
Cristalização 671, 753
— Velocidade de cristalização 672, 755
— Duração 759
Cristalizador comum 758
Cristalizadores: Modelos. Capacidade 763, 764
— com hélice dupla 763
— comum 758
— de estocagem 775

— Instalação 758
— Lafeuille 776
— Ragot 764
— Werkspoor 767
Critérios de esgotamento 718
Cuitómetro 733

Decantação: 485
— Velocidade de — 486
Deerr: Fórmula de Noël — 856
Defecação: Métodos 449, 451
Densidade de corrente 1113
Depressão (Tiragem) 1016
Derrick (Guindaste para a cana) .. 19
Descarga natural (turbinas) .. 791, 816
Descarregador (turbinas) 305
Descarregamento da cana 11
— com rede 15
Desfibrador ("fiberizer") 435
Desfibrador: Gruendler 82, 87
— Searby 82, 87
Desgaste dos rolos 133
Desgaste em sulcos (bagaceiras) ... 251
Deslizamentos (motor elétrico) 1091, 1103
Desinfecção das moendas 364
Despedaçador ("buster") (Difusão Silver) 434
Dessin: Fórmula de — 621
Diagrama: entrópico 945
— de bomba de ar 887
— de máquina a vapor 1062
— de Mollier 945
Diâmetro: dum tubo. Cálculo 564, 1140
— equivalente 696
Difusão 395
— B.M.A. Egito 432, 433
Difusão da cana e difusão do bagaço 403
— D.d.S. 404
— de Smet 419
— Generalidades 446
— Leis 397
— Silver 434
Diluição (decantação) 485
— da massa cozida 828
— (embebição) 376
Discos (Werkspoor). Distância dos — 775
Distribuição: Máquinas a vapor .. 1051
Distribuidores cilíndricos 1052
Domo suspenso 985
Donnelly: Queda — 107
Dorr: Clarificador 486, 487
Douwes-Dekker: Fórmula de — .. 720
Duração da secagem. Turbinas 787
— de ciclo. Turbinas 793

Ebulição: Ponto de — 546
Economizadores: Cálculo 997
— Escolha entre — e aquecedor de ar 1012
— Economia máxima 1003
— Margem de segurança 1002
— Velocidade água e gás 1003
Efeito lateral 252
Efeitos: Escolha do número de — 625
Eficiência das moendas 358
Egeter 156
Eimco-Eimcobelt. Filtro 533, 539
Eixos de cardan 297
Ejetores-condensadores a vapor 924
Empuxo: Coeficiente de — .. 163, 167
Elcotron 28, 37, 56
Elevação do ponto de ebulição 548
Elevadores de cana 38
— de açúcar 838
Eletricidade 1087
Eletrificação. Potência 1116
— Consumo de vapor 1048
Elguanite 481
Embebição: Estudo matemático ... 318
— e diluição 376
— fria ou quente 348
— Influência sobre a alimentação 111
— Influência sobre a umidade do bagaço 349
— máxima 352
— ótima 344
Empurrador alimentador 113
Enchimento do rolo superior 110
Engasgos 111, 250
Engrenagem dos rolos 122
Engrenagens das moendas 293
— Potência absorvida 265
— Rendimento 267
Entradas de ar 893, 908
Entropia 945
Equação de base 369
Equipamento de manuseio da cana 19
Equivalentes termomecânicos 947
Escala dos Brix 367
— das purezas 374
Escoamento (água e vapor) 1135
— (massa cozida) 754
Esfriamento da massa cozida 754
Espelhos inclinados 678
Enxofre: Combustão. Consumo ... 459
Esgotabilidade do melaço 718
Esgotamento: Critérios 710, 718
— da massa cozida 757
— Métodos de esgotamento 709
— Purezas de melaço 710, 718
Esmagador duplo 69
Esmagador: Modelos 63
— Alimentação 93
— Diâmetro. Velocidade. Pressão 68
— Extração 76
— Influência sobre a capacidade . 222
— Lèvantamento 69
— Potência 69, 268
— com 3 rolos 73

Espaço anular (calandra flutuante) 693
Espaço morto 887, 1057
Espirros 250
Estágios de pressão (turbinas a vapor) 1074
Estágios de velocidade (turbina a vapor) 1076
Estoque noturno 12
Estrela. Ligação em —..... 1088
Evaporação 545
— sob pressão 664
— Taxa de — (caldeiras) 987
— Taxa de — (cozimento) 703, 749
Evaporação: Taxa de — (múltiplo-efeito) 620, 622
Evaporações relativas dos corpos 611, 630
Evaporadores: Capacidade dos: ... 657
Excesso de ar 960, 963
Expansores de vapor 1029
Extração 355
— aumento devido à preparação 361
— com pressão seca 365
— da 1.ª moenda 366, 368
— da 1.ª moenda (difusão) 418
— de caldo primário 366, 403
— dos esmagadores 76
— reduzida 356
— Variação com a pressão 198, 361
Extrusão 158

Facas: Equilíbrio. Manutenção ... 52
Fator de potência 1089, 1107
— Inconveniente dum mau — .. 1108
— Melhoramento do — 1109
Fator de segurança do açúcar ... 827
Fendas (vácuo): Procura das — . 659
Fibra: Densidade 159
Fibra da cana: Cálculo 372
Fibra dos bagaços sucessivos 239
Fibraque 161
Filtrabilidade: Caldo 303, 457
— Açúcar 850
Filtração 523
— dos xaropes 544
Filtro Eimco 533
— Eimcobelt 539
— Oliver 531
— Rapifloc 537, 538
Filtros-prensas 524
Filtros rotativos 530
— Bomba de ar. Peneira 539
— Capacidade. Velocidade 534
— Dimensões 537
— Emprego dos caldos filtrados 535
— Lavagem 535
— Proporção de caldo turvo ... 535
— Retenção 536
Flanges de rolo 251, 310
Floculado: Ruptura do — 453
Força centrífuga 783, 789
Força cinética 784
Fornalhas: Modelos 975
— Alimentação 975
— Câmara de combustão 983
— com projetores-distribuidores (Spreader-stoker) . 981, 991
— Dimensões 984
— em forma de ferradura 978, 990
— Ward 978, 990
Forno de cal 473
Forno de enxofre 460
Freamento elétrico (turbinas) 801
Freqüência: Velocidade dos motores 1091
— variável 285
Fricção bagaço/bagaceira 264
— mancais/castelos 193
— pontas de eixo/mancais 263
— raspadeira/rolos 265
Fulton 65
Fumaça: Composição 962
Fumaça: Temperatura 969
— Conteúdo de CO_2 963

Gamelões de moendas 387
Garra 17
Garrafa de recuperação 590
Gás: Escoamento 1141
— Velocidades normais 1143
Gases da fumaça: Peso específico . 958
— Calor específico 965
— Velocidade na saída da chaminé 1017
Gases incondensáveis: Múltiplo-efeito 578
— Condensadores 872
— Regulagem das válvulas 580
Granagem 724
— Quantidade de semente a ser introduzida 725
— com mel 742
Granel: Açúcar a — 842
Granulado standard equivalente ... 859
Graver 489, 499
Grelha: Superfície 986
— em degraus 976
Gruendler 82, 87
Guias 301
Guindastes auto-sustentados 20
— com tirantes 19
— de cana 19
Gundu Rao: Fórmula 861

Haan: Carbonatação de — 471, 472, 473
Havaí: Controle pelo método — .. 376
Heenan and Froude 37
Horse-Shoe: Fornalha — 978

Impulso axial 1080
Impulsos: contador de - 572
Incondensáveis: gases 518, 578, 872

Incrustações 595
— Influência sobre a transmissão de calor 507
— Prevenção das — 602
Índice de cristais da massa cozida 736
Índice de diluição 840
Inércia: Momento de — (turbinas) 794
Instalação das caldeiras 1015
Introduções (cozimentos): Cálculo .. 746
Inversão 492, 591, 738, 858
Ionização 602

Java: Método de defecação — .. . 453
Java Ratio 375
Jogo (pressão hidráulica) 144
— Determinação pelo chumbo 145, 147, 149
Juntas de dilatação (caldeiras) 1015

Kay: Ranhuras 133
Kestner 661
Kieselguhr 529
Krajewski 64
Kreiss 836
Lábil: Zona — 672
Lafeuille: Cristalizador 776
Larbodière 1052
Lavagem 812
Lavagem da torta 528
— Limite da — 529
Leite de cal 450
Lenha 974
Levantamento dos acumuladores 140, 241
— máximo 144
Liebermann: Telas 781
Ligação em estrela e em triângulo . 1088-9
Ligaduras 12
Limites de temperatura na evaporação 556
Limpeza dos cozedores 738
— dos corpos de evaporação ... 598

Liqüidação dos clarificadores 491
Lonas filtrantes 529
Lona para filtro-prensa 529

Maceração 350
Magma 739
— Processo com magma duplo 714, 740
Magnésia 481
Magox 482
Máquinas a vapor 275, 1051
— Consumo de vapor ... 1045, 1062
— Potência 1053
Malaxador-distribuidor 833
Mancais de moendas: Lubrificação 309
Manuseio da cana 11
Margem de temperatura no aquecimento 511

Massa cozida: Brix 668
— Calor específico 668
— Densidade. Escoamento 754
— Esgotamento 757
— Índice de cristais 736
— Temperatura de esfriamento . 754
— Velocidade de cristalização .. 755
Massas cozidas: Processo com 2, 3 e 4 — 712
— Proporções 753
— Quantidades 715
— Recuperação de açúcar 756
Maxwell: Shredder-penteador — .. 77
Mecânica giratória 782
Megaço 403
Méis: Calor específico 743
— Introdução de — 746
— Pureza 710, 714
— Ricos e pobres 812
— Tratamento dos — 743
Meinecke: Condutores — 100
Métodos de esgotamento 709
Melaço: Combustível 975
— Densidade. Viscosidade 853
— Esgotabilidade 718
— Quantidade por TC 723
Melaço esgotado 717
Mesas alimentadoras 27
Messchaerts 128
Metaestável: Zona — 672
Michaëlis 570
"Milling Loss" 355
Moendas: Alimentação 93
— Ângulo de abertura 304
— Capacidade das — 213
— Construção das — 301
— Controle das — 365
— Pressão 137
— Potência 255
— Ranhuras 121
— Regulagem 227
— Velocidade 203
Moendas elétricas 279
— Consumo de vapor 281
Moenda-esmagadora (esmagador com 3 rolos) 73
Multifeed 489, 498, 501
Múltiplo-efeito 555
— Cálculo das evaporações individuais 638
— Cálculo das superfícies de aquecimento 631, 639
— Cálculo dos Brix 638
— Capacidade 657
— Causas de funcionamento insatisfatório 660
— Construção 557
— Escala das temperaturas 556
— Escala de pressões 629, 636

— Evaporação relativa dos corpos 611, 630
— Funcionamento 658
— Influência da desigualdade dos corpos 644
— Projetos 628, 636
— Taxas de evaporação 622
— Variação da superfície total .. 643
— Verificação dum — 648
Múltiplo-efeito sob pressão 664
Momento de inércia: Definição 784
— das turbinas 794, 797
Motobombas 1124
Motores assíncronos 1102
— compensados 1109
— sincronizados 1109
Motores Boucherot 1105
Motores com coletor 286, 1109
Motores com rotor bobinado com anéis 1106
Motores de indução: Modelos 1104
— Rendimento. Cos φ 1107
Motores elétricos: Classificação 1096
— das moendas 286
— das turbinas 800
— fechados 1099
— Manutenção — Proteção 1110-1
— Potência 1093, 1100
Motores induzidos em curto-circuito 1104
Motores síncronos 1100

Não-açúcares 862
Navalha 43
— Acionamento. Facas 46
— Aumento de extração 361
— Influência sobre a capacidade 53
Navalha, segunda — 53
— terceira — 54
— Potência. Regulagem. Velocidade 50, 54
Nivelador da mesa alimentadora .. 29
Niveladores 39
Nível do caldo no corpo 584

Óleo 974
Oliver-Campbell: Filtro 530

Parada semanal 491
Paralelo: Funcionamento em — .. 603
Parr: Fórmula de — 272
Passo: duma navalha 49
— da tubulação 562
Peck: Peneira 391
Pé-de-cozimento: Volume 687
Pedra de calcário 473
Peneira D.S.M. 392
Pentes 130, 311
— Fricção com os dentes da bagaceira 265
Perda de água 919
Perda de peso e de titulação do açúcar 842
Perda nas moendas 355
Perdas de calor: Evaporação 593
— nos aquecedores 512
— nos cozedores 705
— nos tubos 1045
— pela chaminé 969
Perdas de carga: Cozedor 692
— nos aquecedores 509
— nos tubos 1082, 1136, 1139
Perdas de vapor 1045
Perdas por inversão 492. 591. 858. 862. 863
*p*H: Água de alimentação 1025
— Caldo 456
Pinhões: Reação de — 194
— alternados 196
— Caixa de engrenagens 196
Pistão: Velocidade de — .. 901. 1061
Pistões hidráulicos 142
Placas: Cozedor com — 682
Plano neutro 157, 165
Plataforma basculante 24
Polarização do caldo e do bagaço . 373
Poder de absorção do bagaço 350
Poderes caloríficos 953, 974
Ponte rolante 24
Ponto de ebulição 546
Potência absorvida por um tandem de moendas 271
Potência: Corpos em rotação 784
— Máquina a vapor 1053, 1060
— Máquinas elétricas 1093
Potência das moendas 255
— Fórmula geral 257
— Fórmula simplificada 268
— Potência a ser instalada 273
Potência desenvolvida em uma usina 1047, 1116
Potência de entressafra 1117
Potência: Relação com a fibra ... 257
— Valores propostos 256
Pré-evaporador 622
Preparação da cana: Os aparelhos de — 91
Prensa cônica Silver 439
Prensa French 439
Prensas de bagaço 951
Pressão das moendas 137
Pressão: Decomposição na moenda 153
— Curva da pressão na moenda 174
Pressão de vapor: Escolha da — . 1049
— nos cozimentos 704
Pressão específica 152
Pressão hidráulica 137
— em função do número de moendas 201
— resultante específica (P.H.R.E.) 155
— Valores máximos 150

Incrustações 595
— Influência sobre a transmissão de calor 507
— Prevenção das — 602
Índice de cristais da massa cozida 736
Índice de diluição 840
Inércia: Momento de — (turbinas) 794
Instalação das caldeiras 1015
Introduções (cozimentos): Cálculo .. 746
Inversão 492, 591, 738, 858
Ionização 602

Java: Método de defecação — .. . 453
Java Ratio 375
Jogo (pressão hidráulica) 144
— Determinação pelo chumbo 145, 147, 149
Juntas de dilatação (caldeiras) 1015

Kay: Ranhuras 133
Kestner 661
Kieselguhr 529
Krajewski 64
Kreiss 836
Lábil: Zona — 672
Lafeuille: Cristalizador 776
Larbodière 1052
Lavagem 812
Lavagem da torta 528
— Limite da — 529
Leite de cal 450
Lenha 974
Levantamento dos acumuladores 140, 241
— máximo 144
Liebermann: Telas 781
Ligação em estrela e em triângulo . 1088-9
Ligaduras 12
Limites de temperatura na evaporação 556
Limpeza dos cozedores 738
— dos corpos de evaporação ... 598

Liqüidação dos clarificadores 491
Lonas filtrantes 529
Lona para filtro-prensa 529

Maceração 350
Magma 739
— Processo com magma duplo 714, 740
Magnésia 481
Magox 482
Máquinas a vapor 275, 1051
— Consumo de vapor ... 1045, 1062
— Potência 1053
Malaxador-distribuidor 833
Mancais de moendas: Lubrificação 309
Manuseio da cana 11
Margem de temperatura no aquecimento 511

Massa cozida: Brix 668
— Calor específico 668
— Densidade. Escoamento 754
— Esgotamento 757
— Índice de cristais 736
— Temperatura de esfriamento . 754
— Velocidade de cristalização .. 755
Massas cozidas: Processo com 2, 3 e 4 — 712
— Proporções 753
— Quantidades 715
— Recuperação de açúcar 756
Maxwell: Shredder-penteador — .. 77
Mecânica giratória 782
Megaço 403
Méis: Calor específico 743
— Introdução de — 746
— Pureza 710, 714
— Ricos e pobres 812
— Tratamento dos — 743
Meinecke: Condutores — 100
Métodos de esgotamento 709
Melaço: Combustível 975
— Densidade. Viscosidade 853
— Esgotabilidade 718
— Quantidade por TC 723
Melaço esgotado 717
Mesas alimentadoras 27
Messchaerts 128
Metaestável: Zona — 672
Michaëlis 570
"Milling Loss" 355
Moendas: Alimentação 93
— Ângulo de abertura 304
— Capacidade das — 213
— Construção das — 301
— Controle das — 365
— Pressão 137
— Potência 255
— Ranhuras 121
— Regulagem 227
— Velocidade 203
Moendas elétricas 279
— Consumo de vapor 281
Moenda-esmagadora (esmagador com 3 rolos) 73
Multifeed 489, 498, 501
Múltiplo-efeito 555
— Cálculo das evaporações individuais 638
— Cálculo das superfícies de aquecimento 631, 639
— Cálculo dos Brix 638
— Capacidade 657
— Causas de funcionamento insatisfatório 660
— Construção 557
— Escala das temperaturas 556
— Escala de pressões 629, 636

— Evaporação relativa dos corpos 611, 630
— Funcionamento 658
— Influência da desigualdade dos corpos 644
— Projetos 628, 636
— Taxas de evaporação 622
— Variação da superfície total .. 643
— Verificação dum — 648
Múltiplo-efeito sob pressão 664
Momento de inércia: Definição 784
— das turbinas 794, 797
Motobombas 1124
Motores assíncronos 1102
— compensados 1109
— sincronizados 1109
Motores Boucherot 1105
Motores com coletor 286, 1109
Motores com rotor bobinado com anéis 1106
Motores de indução: Modelos 1104
— Rendimento. Cos φ 1107
Motores elétricos: Classificação 1096
— das moendas 286
— das turbinas 800
— fechados 1099
— Manutenção — Proteção 1110-1
— Potência 1093, 1100
Motores induzidos em curto-circuito 1104
Motores síncronos 1100

Não-açúcares 862
Navalha 43
— Acionamento. Facas 46
— Aumento de extração 361
— Influência sobre a capacidade 53
Navalha, segunda — 53
— terceira — 54
— Potência. Regulagem. Velocidade 50, 54
Nivelador da mesa alimentadora .. 29
Niveladores 39
Nível do caldo no corpo 584

Óleo 974
Oliver-Campbell: Filtro 530

Parada semanal 491
Paralelo: Funcionamento em — .. 603
Parr: Fórmula de — 272
Passo: duma navalha 49
— da tubulação 562
Peck: Peneira 391
Pé-de-cozimento: Volume 687
Pedra de calcário 473
Peneira D.S.M. 392
Pentes 130, 311
— Fricção com os dentes da bagaceira 265
Perda de água 919
Perda de peso e de titulação do açúcar 842
Perda nas moendas 355
Perdas de calor: Evaporação 593
— nos aquecedores 512
— nos cozedores 705
— nos tubos 1045
— pela chaminé 969
Perdas de carga: Cozedor 692
— nos aquecedores 509
— nos tubos 1082, 1136, 1139
Perdas de vapor 1045
Perdas por inversão 492, 591, 858, 862, 863
*p*H: Água de alimentação 1025
— Caldo 456
Pinhões: Reação de — 194
— alternados 196
— Caixa de engrenagens 196
Pistão: Velocidade de — .. 901, 1061
Pistões hidráulicos 142
Placas: Cozedor com — 682
Plano neutro 157, 165
Plataforma basculante 24
Polarização do caldo e do bagaço . 373
Poder de absorção do bagaço 350
Poderes caloríficos 953, 974
Ponte rolante 24
Ponto de ebulição 546
Potência absorvida por um tandem de moendas 271
Potência: Corpos em rotação 784
— Máquina a vapor 1053, 1060
— Máquinas elétricas 1093
Potência das moendas 255
— Fórmula geral 257
— Fórmula simplificada 268
— Potência a ser instalada 273
Potência desenvolvida em uma usina 1047, 1116
Potência de entressafra 1117
Potência: Relação com a fibra ... 257
— Valores propostos 256
Pré-evaporador 622
Preparação da cana: Os aparelhos de — 91
Prensa cônica Silver 439
Prensa French 439
Prensas de bagaço 951
Pressão das moendas 137
Pressão: Decomposição na moenda 153
— Curva da pressão na moenda 174
Pressão de vapor: Escolha da — . 1049
— nos cozimentos 704
Pressão específica 152
Pressão hidráulica 137
— em função do número de moendas 201
— resultante específica (P.H.R.E.) 155
— Valores máximos 150

Pressão hidrostática ... 548, 674, 688
Pressão máxima numa moenda 184
Pressões à entrada e à saída: Relação entre — 189
Pressões no tandem de moendas: Escala das — 199
Pressure-feeder (rolos geminados de alimentação forçada) 115
Primeira série de turbinas 813
Processo: com magma duplo . 714, 740
— com 2, com 3, com 4 massas cozidas 712
Prova do fio 724-5
Purezas 710
— dos caldos sucessivos 374
Pureza: Queda de — .. 712, 713, 714
— açúcar C 815
— do caldo residual 375
— do licor-mãe 673, 775
— Elevação durante a evaporação 659
— Influência soore o cozimento . 715
— do melaço 712, 717, 857
— Queda de pureza na cristalização 755
Purificação dos caldos 449
Purgador 567
Purgador-alimentador (Michaëlis) .. 570-1

Quadrado (Tail-bar) 296
Quádruplo-efeito (V. Múltiplo-efeito) 555
Quarez 462
Queda de pressão (múltiplo-efeito). Distribuição 628
Queda de pureza (cozimento) 714
— (cristalização) 755
Queda Donnelly 107
Quíntuplo-efeito (v. Múltiplo-efeito) 555, 623

Radiação 992
Ranhuras 121
Ranhuras: Ângulo das — 126
— Dimensões 122, 125
— Kay 133
Rapidorr 487, 500
Rapifloc 537
Rastelo 26
Reabsorção 158, 185
— Relação de — 158
Reação de pinhões 194
Reação resultante: Cálculo 179
Recalque (tubos) 1141
Recirculação (aquecedores de ar) .. 1011
Recordes de tonelagem 225
Recuperação 855, 858
— de açúcar da massa cozida .. 642
— de base 858
— em G.S.E. 859
— geral reduzida em G.S.E. ... 861
— reduzida G.S.E. Gundu Rao . 861
— teórica 858
Recuperação elétrica (turbinas) 801
Redutor do superaquecimento: Cálculo 1031
Redutores (açúcares) 494
— Balanço dos — 863
Refundição 738
Regra da ç 1072
Regulagem automática da velocidade 40
Regulagem das moendas 227
— regulagem da bagaceira 243
— regulagem das aberturas 227
Regulagem das válvulas de gases incondensáveis 580
Regulagem do Brix do xarope ... 585
Regulador de nível de caldo 583
Regulador do termocompressor ... 656
Relação de arrasto (termocompressor) 608
Relação de compressão 164, 169
Relação de levantamento 139
Relação S/V (Cozedor) 706
Relé para intensidade máxima e tensão mínima 1110
Rendimento dos motores de indução 1107
Rendimento duma roda (turbinas) .. 1070
Rendimento fornalha-caldeira 972
Rendimento hidráulico (turbinas) .. 1074
Rendimento mecânico (Máquinas a vapor) 1061
— Bombas 1127
Rendimento termodinâmico (máquinas a vapor) 1064
— Bombas 1122
— Turbinas a vapor 1081
Rendimento volumétrico (bombas) 1121, 1132
— bomba de ar 896
Reservatório de ar (bombas) 1124
Retenção da fuligem 1021
Retenção (difusão) 417
Retenção (filtros contínuos) 536
Retornos: Emprego 1022
Reynolds: Número de — 1136
Riqueza dos caldos (embebição composta) 329
Roda dupla: Campo da — 1077
Rodas múltiplas (turbinas) .. 1074, 1076
Rodetes 195, 196, 296
— alternados 196
— duplos 195
Rodetes duplos 195
Rolos 308
— alimentadores 108, 111
— Proporções 313
— Ranhuras 121
Rolos com rolamentos 310
Rolos geminados de alimentação forçada 115
Rolos universais 124

— Desgaste 133
Rota: Bomba 1130
Ruptura do floculado 453

Sacarose: Solubilidade 849
Sangrias 604, 615, 623
— Economia ocasionada pelas — 616
— Determinação das — 637
Saturação. Supersaturação 670
Searby (desfibrador) 82
Secagem do açúcar 843
— Secador: Cálculo 843
Seção de passagem (calandra) 563
Segunda série de turbinas 813-4
Segurança: Fator de — 839
Semente: Granagem por — 724
Separador (corpos de evaporação) .. 588
— (Kestner) 662
Separador (cush-cush) 388
Separador de água (condensador) .. 879
Separador de bagacilho 387
Separador de óleo 596
Separador de vapor 494
Separadores centrífugos para méis .. 744
Separadores de arrasto 588
Separadores magnéticos 59
Separan 458, 539
Serpentinas 674
Shillington: Fórmula de — 1020
Shredders 77
— Gruendler e Searby . 82, 85, 87
Shredder-penteador Maxwell 77
Sifão (circulação do caldo) 572
Sincronismo 1091
Sistema de refrigeração 913
— Profundidade. Superfície. Aspersores 916
— Esfriamento obtenível 915
Soleira (fornalha) 976, 986
Sopradores de fuligem 1038
Stadler: Quadro de — 592
Subida 661
Sulfitação 459, 463, 471
— antes ou após a calagem 464
— Aparelho de — 462
— do xarope 465
— fria 463
— quente 463
Superaquecedores 993
Superaquecimento 992
— Limite do — 993
Superfície de aquecimento: Cozedor 706
— Aquecedores 512, 515
— Caldeiras 991
— Evaporação . 619, 631, 639, 642
Superfície de grelha 986
Superfície do cristal 735
Supersaturação .. 671, 673, 727, 756
Supervelocidade: Coeficiente de — . 158

Tanque de alimentação 1023
Tanque *flash* 494, 574
Tanques de Carbonatação: Capacidade 477
Tanques de espera (xarope e méis) 742
Taxa de evaporação: Cozedor 703, 894
— Caldeiras 987
— Múltiplo-efeito 620, 622, 623, 627
Telas de turbinas 781
— Danificadas — Limpeza 817
— Superfície 794
Telas eliminadoras 589
Temperatura de combustão .. 964, 968
Termocompressão 653
— Economia de vapor 617
— Número equivalente de efeitos 619
Termocompressor 606
Tijolos 1015
Tiragem 1016
Tirantes (Guindaste) 19
Titulação 842, 851
Título do vapor 945
Título mínimo (Turbinas) 1085
Tonelagens recordes 225
Torque: Definição. Eletricidade ... 784
— de arranque 1102, 1105
— (motor elétrico) Variação 1102
Torta de filtro prensa 527
— Lavagem 528
Torta de filtro rotativo 534
— Lavagem 535
Transportador-distribuidor de bagaço 118
Transportador helicoidal 834, 835
— de açúcar 835
— oscilante 836
Trasfega 399, 417
Tratamento dos caldos 449
Triângulo: Ligação em — 1089
Tubo central 559
Tubos: Cálculo 564, 1139, 1143
— de caldo 582, 1139
— de vapor 564, 1143
Tubos (Cozedor) 684
— (Aquecedores) 516
— (Caldeiras) 1033
— Múltiplo-efeito) 559
Turbinagem 779
— Capacidade 790, 798
— Ciclo 789, 793, 804
— Conteúdo 790
— Dimensões 784
— Dupla 813
— Momento de inércia 794
— Potência 797
— Raio médio equivalente 787
— Relação entre força centrífuga e gravidade 789
— Velocidade 786
— Ventilação 817

Pressão hidrostática ... 548, 674, 688
Pressão máxima numa moenda 184
Pressões à entrada e à saída: Relação entre — 189
Pressões no tandem de moendas: Escala das — 199
Pressure-feeder (rolos geminados de alimentação forçada) 115
Primeira série de turbinas 813
Processo: com magma duplo . 714, 740
— com 2, com 3, com 4 massas cozidas 712
Prova do fio 724-5
Purezas 710
— dos caldos sucessivos 374
Pureza: Queda de — .. 712, 713, 714
— açúcar C 815
— do caldo residual 375
— do licor-mãe 673, 775
— Elevação durante a evaporação 659
— Influência sobre o cozimento . 715
— do melaço 712, 717, 857
— Queda de pureza na cristalização 755
Purificação dos caldos 449
Purgador 567
Purgador-alimentador (Michaëlis) .. 570-1

Quadrado (Tail-bar) 296
Quádruplo-efeito (V. Múltiplo-efeito) 555
Quarez 462
Queda de pressão (múltiplo-efeito). Distribuição 628
Queda de pureza (cozimento) 714
— (cristalização) 755
Queda Donnelly 107
Quíntuplo-efeito (v. Múltiplo-efeito) 555, 623

Radiação 992
Ranhuras 121
Ranhuras: Ângulo das — 126
— Dimensões 122, 125
— Kay 133
Rapidorr 487, 500
Rapifloc 537
Rastelo 26
Reabsorção 158, 185
— Relação de — 158
Reação de pinhões 194
Reação resultante: Cálculo 179
Recalque (tubos) 1141
Recirculação (aquecedores de ar) .. 1011
Recordes de tonelagem 225
Recuperação 855, 858
— de açúcar da massa cozida .. 642
— de base 858
— em G.S.E. 859
— geral reduzida em G.S.E. ... 861
— reduzida G.S.E. Gundu Rao . 861
— teórica 858
Recuperação elétrica (turbinas) 801
Redutor do superaquecimento: Cálculo 1031
Redutores (açúcares) 494
— Balanço dos — 863
Refundição 738
Regra da ς 1072
Regulagem automática da velocidade 40
Regulagem das moendas 227
— regulagem da bagaceira 243
— regulagem das aberturas 227
Regulagem das válvulas de gases incondensáveis 580
Regulagem do Brix do xarope ... 585
Regulador de nível de caldo 583
Regulador do termocompressor ... 656
Relação de arrasto (termocompressor) 608
Relação de compressão 164, 169
Relação de levantamento 139
Relação S:V (Cozedor) 706
Relé para intensidade máxima e tensão mínima 1110
Rendimento dos motores de indução 1107
Rendimento duma roda (turbinas) .. 1070
Rendimento fornalha-caldeira 972
Rendimento hidráulico (turbinas) .. 1074
Rendimento mecânico (Máquinas a vapor) 1061
— Bombas 1127
Rendimento termodinâmico (máquinas a vapor) 1064
— Bombas 1122
— Turbinas a vapor 1081
Rendimento volumétrico (bombas) 1121, 1132
— bomba de ar 896
Reservatório de ar (bombas) 1124
Retenção da fuligem 1021
Retenção (difusão) 417
Retenção (filtros contínuos) 536
Retornos: Emprego 1022
Reynolds: Número de — 1136
Riqueza dos caldos (embebição composta) 329
Roda dupla: Campo da — 1077
Rodas múltiplas (turbinas) .. 1074, 1076
Rodetes 195, 196, 296
— alternados 196
— duplos 195
Rodetes duplos 195
Rolos 308
— alimentadores 108, 111
— Proporções 313
— Ranhuras 121
Rolos com rolamentos 310
Rolos geminados de alimentação forçada 115
Rolos universais 124

— Desgaste 133
Rota: Bomba 1130
Ruptura do floculado 453

Sacarose: Solubilidade 849
Sangrias 604, 615, 623
— Economia ocasionada pelas — 616
— Determinação das — 637
Saturação. Supersaturação 670
Searby (desfibrador) 82
Secagem do açúcar 843
— Secador: Cálculo 843
Seção de passagem (calandra) 563
Segunda série de turbinas 813-4
Segurança: Fator de — 839
Semente: Granagem por — 724
Separador (corpos de evaporação) .. 588
— (Kestner) 662
Separador (cush-cush) 388
Separador de água (condensador) .. 879
Separador de bagacilho 387
Separador de óleo 596
Separador de vapor 494
Separadores centrífugos para méis .. 744
Separadores de arrasto 588
Separadores magnéticos 59
Separan 458, 539
Serpentinas 674
Shillington: Fórmula de — 1020
Shredders 77
— Gruendler e Searby . 82, 85, 87
Shredder-penteador Maxwell 77
Sifão (circulação do caldo) 572
Sincronismo 1091
Sistema de refrigeração 913
— Profundidade. Superfície. Aspersores 916
— Esfriamento obtenível 915
Soleira (fornalha) 976, 986
Sopradores de fuligem 1038
Stadler: Quadro de — 592
Subida 661
Sulfitação 459, 463, 471
— antes ou após a calagem 464
— Aparelho de — 462
— do xarope 465
— fria 463
— quente 463
Superaquecedores 993
Superaquecimento 992
— Limite do — 993
Superfície de aquecimento: Cozedor 706
— Aquecedores 512, 515
— Caldeiras 991
— Evaporação . 619, 631, 639, 642
Superfície de grelha 986
Superfície do cristal 735
Supersaturação .. 671, 673, 727, 756
Supervelocidade: Coeficiente de — . 158

Tanque de alimentação 1023
Tanque *flash* 494, 574
Tanques de Carbonatação: Capacidade 477
Tanques de espera (xarope e méis) 742
Taxa de evaporação: Cozedor 703, 894
— Caldeiras 987
— Múltiplo-efeito 620, 622, 623, 627
Telas de turbinas 781
— Danificadas — Limpeza 817
— Superfície 794
Telas eliminadoras 589
Temperatura de combustão .. 964, 968
Termocompressão 653
— Economia de vapor 617
— Número equivalente de efeitos 619
Termocompressor 606
Tijolos 1015
Tiragem 1016
Tirantes (Guindaste) 19
Titulação 842, 851
Título do vapor 945
Título mínimo (Turbinas) 1085
Tonelagens recordes 225
Torque: Definição. Eletricidade ... 784
— de arranque 1102, 1105
— (motor elétrico) Variação 1102
Torta de filtro prensa 527
— Lavagem 528
Torta de filtro rotativo 534
— Lavagem 535
Transportador-distribuidor de bagaço 118
Transportador helicoidal 834, 835
— de açúcar 835
— oscilante 836
Trasfega 399, 417
Tratamento dos caldos 449
Triângulo: Ligação em — 1089
Tubo central 559
Tubos: Cálculo 564, 1139, 1143
— de caldo 582, 1139
— de vapor 564, 1143
Tubos (Cozedor) 684
— (Aquecedores) 516
— (Caldeiras) 1033
— Múltiplo-efeito) 559
Turbinagem 779
— Capacidade 790, 798
— Ciclo 789, 793, 804
— Conteúdo 790
— Dimensões 784
— Dupla 813
— Momento de inércia 794
— Potência 797
— Raio médio equivalente 787
— Relação entre força centrífuga e gravidade 789
— Velocidade 786
— Ventilação 817

Turbinas 779
— a ação 1068
— a contrapressão 1090
— a reação 1068, 1078
— a vapor 1065
— Construção 1069
— Consumo de vapor 1081
— de moenda 295
— Número de rodas 1074, 1079
— Projeto 1082
Turbinas contínuas: Modelos 818
— Capacidade. Trabalho específico 824, 825
— Esgotamento 827
Turbinas elétricas: Acoplamento ... 800
— Características particulares ... 803
— "Compact" 806
— Fator de potência 803
— Freamento elétrico. Recuperação 801
Turbinas, Motores 800, 803
— Fabricações. Tendências 805
— "Roberts" 811
Turboalternadores 1044
Turbocompressor 605

Umidade do açúcar 839
Unidades elétricas 1092

Vácuo 869
— Constância do — 728
— Influência sobre o cozimento 735
— Temperaturas 883
— Valores habituais 871
Vácuo central 728, 870, 899
Vácuo individual 728, 870, 900
Vácuo máximo 658
Válvulas de gases incondensáveis: Regulagem 580
Válvulas: Distribuição por — 275, 1052
Vapor aspirado (Termocompressão) 653
Vapor de aquecimento dos cozimentos 704
Vapor superaquecido: Utilização 546, 992
— Calor específico 941
— Calor total 936, 942
— Máquina a vapor 1052, 1062
Vapor superaquecido: Transmissão do calor 546
— Volume específico 943
Vapor: Características 552, 1037
— Balanço 1038
— Calor específico 936
— Consumo das máquinas 1044
— Consumo das turbinas a vapor 1081
— Consumo nas moendas . 277, 1040
— Consumo nos cozimentos 704
— Consumo por TC 1046
— Diagramas 945
— Disponível para cada corpo .. 629
— Economia ocasionada pelas sangrias 616
— Escoamento do — 1143
— Escolha da pressão 1048
— Flutuação do consumo 1046
— Fórmulas 553, 944
— kg por kg de bagaço 973
— Perdas 1023
— Peso de vapor a ser condensado 879
— Produção 935
— Quadros 547, 936
— Quantidade obtenível 970
— Título 945
— Velocidades normais ... 565, 1143
— Viscosidade 1142
— Volume específico 936, 943
Velocidade: Água e caldo .. 1124, 1141
— Aquecedores 509
— Caldo, xarope e massa cozida 582, 1141
— das moendas 203
— de pistão 901, 1061
— Escala das velocidades nos tandens de moenda 209
— Limite das moendas ... 208, 218
— Méis e melaço 1141
— Vapor 1141
Velocidade de circulação: Cozedor . 701
— Clarificadores 494
Velocidades de sincronismo 1091
Ventiladores 1019
Ventilador para peneira de bagacinho 543
Viscosidade 1137, 1141
Voltagens 285, 1094
Volume de granagem 687
Volumes vazios excluídos (V.V.E.) . 159

Xarope: Brix 554, 667
— Extração 587
— Temperatura 556

Ward-Leonard: Moendas 286
— Turbinas 800, 809
Werkspoor 767
— Controle dum — 774
— Dimensões 772
— Distância dos discos 775
— Emprego 776
— Potência 768
— Projeto 773
— Quantidade de água necessária 769
— Superfície, tempo de esfriamento 770
Winter-Carp: Fórmula de — 857

LISTA DE CAPÍTULOS

1 Recepção, descarregamento e manuseio da cana.
2 O condutor de cana.
3 Navalha.
4 Separadores magnéticos.
5 Esmagador.
6 Desfibradores (shredders).
7 A combinação dos aparelhos de preparação da cana.
8 Alimentação das moendas e circulação do bagaço.
9 Ranhuras dos rolos.
10 Pressão das moendas.
11 Velocidade das moendas.
12 Capacidade das moendas.
13 Regulagem das moendas.
14 Potência das moendas.
15 Máquinas a vapor das moendas.
16 Acionamento elétrico das moendas.
17 Acionamento das moendas por turbinas a vapor.
18 Engrenagens.
19 Construção das moendas.
20 Embebição.
21 Extração
22 Controle das moendas.
23 Separação do bagacilho.
24 Difusão.
25 Defecação.

26 Sulfitação.
27 Clarificação com o ácido fosfórico.
28 Carbonatação.
29 Emprego da magnésia na clarificação.
30 Decantação e clarificação.
31 Aquecimento.
32 Filtração.
33 Evaporação.
34 Cozimento.
35 Cristalização.
36 Turbinagem.
37 Seçagem, armazenamento e conservação do açúcar.
38 O açúcar.
39 O melaço.
40 Controle da concentração.
41 O vácuo.
42 Produção do vapor.
43 Máquinas a vapor.
44 Turbinas a vapor.
45 Eletricidade.
46 Bombas.
47 Escoamento e tubulações.

ÍNDICE GERAL

Prefácio à edição em português 7
Nota introdutória 9

1. **Recepção, descarregamento e manuseio da cana** 11

Organização do fornecimento de cana à usina durante um dia de trabalho . 11
1.º Cana transportada por meios mecânicos 12
2.º " " " carretas 16
Equipamentos para o manuseio da cana 18
1.º O guindaste para a cana 19
2.º Ponte rolante 24
3.º Plataforma basculante para vagões e reboques 24
4.º Rastelos 26
Mesas de alimentação laterais 27

2. **O condutor de cana** 31

Inclinação 31
Comprimento da parte inclinada 32
" " " horizontal 32
Largura do condutor 32
Velocidade do condutor 33
Estrado 34
Potência 35
Sistemas de acionamento 37
Acoplador com variação total de velocidade por correntes Foucault 37
Tensão 37
Forma da cabeça do condutor 38
Elevadores de cana 38
Velocidade 39
Potência 39
Niveladores 39

Descrição 39
Emprego 39
Velocidade 40
Regulagem 40
Potência 40
Regulagem automática da velocidade 40

3. **Navalha** 43

Objetivo e utilidade da navalha 43
Descrição 44
Influência sobre o condutor de cana 46
Acionamento da navalha 46
1.º Acionamento por máquina a vapor 47
2.º " " motor elétrico 47
3.º " " turbina a vapor 48
1.º Acionamento por correia 48
2.º Acoplamento flexível 48
Passo 49
Número de facas 49
Regulagem 50
Proporção de cana não picada 50
Sentido de rotação 51
Facas 52
Equilíbrio 52
Manutenção 52
Modo de utilização da navalha 52
A segunda navalha 53
A terceira " 54
Velocidade de rotação 54
Potência 54
Influência da regulagem 56
" do desgaste 56
Variação da potência 56
Regulagem automática da velocidade do condutor 56
Potência a ser instalada 57
Navalha com lâminas horizontais 57
Regulagem a adotar para 2 navalhas 58
Densidade aparente da cana preparada, após a passagem nas 2 navalhas .. 58

4. **Separadores magnéticos** 59

Descrição 60
Eficiência 62
Aspecto econômico 62
Eliminador magnético 62

5. **Esmagador** 63

Objetivo 63
Esmagadores com 2 rolos 64
Modelos 64
Ranhuras 65
Chevrons 66
Inclinação do castelo 67
Diâmetro 68
Velocidade 68
Pressão 68
Levantamento 69
Potência média necessária 69

Esmagador duplo 69
Velocidade 70
Aspecto econômico do esmagador duplo 72
" " " " com 2 rolos 73
Esmagador com 3 rolos 73
Velocidade 74
Pressão hidráulica 74
Potência 75
Emprego da moenda esmagadora 75
Extração do esmagador 76
Moenda esmagadora com dimensões maiores 76

6. **Desfibradores (shredders)** 77

Objetivo 77
Modelos 78
A. Shredder penteador Maxwell 77
Descrição 77
Colocação 79
Acionamento 80
Velocidade 80
Potência 80
Desgaste e duração 80
Emprego 82
B. Desfibrador modelo Searby 82
Colocação 82
Acionamento 85
Velocidade 85
Potência média necessária 85
Desgaste e duração 87
Aumento de potência e de extração 87
Emprego 88
Densidade aparente da cana preparada, após a passagem num shredder ... 88
Potência total absorvida pela preparação da cana 89
Indice de preparação 89

7. **A combinação dos aparelhos de preparação da cana** 90

8. **Alimentação das moendas e circulação do bagaço** 93

Chute de alimentação ao esmagador 93
Comprimento 93
Largura 94
Inclinação 94
Localização 94
Interstício 94
Chute de alimentação entre o esmagador e a 1.ª moenda 94
Condutores intermediários 95
A. Condutores intermediários com rastelos 95
Vantagens e inconvenientes 96
Localização 96
Condutores horizontais 97
B. Condutores intermediários com taliscas 97
Vantagens e inconvenientes 98
Localização 98
Inclinação da parte montante 98
Velocidade 99

C. Condutores intermediários fixos 99
Vantagens e inconvenientes 100
Abertura dos pentes Meinecke 101
Condutores intermediários com correias 101
" " rápidos 102
" " de uma só peça 104
Chute de saída da última moenda 104
Alimentação por gravidade 105
Chute 106
Altas tonelagens e rolo alimentador 108
Conclusão 108
Rolo superior cheio 110
Influência da embebição na alimentação 111
Alimentadores 111
A. Alimentadores rotativos 112
a) Rolo sobre o bagaço 112
b) Press-roll 112
B. Alimentadores alternados 113
Potência 115
Aumento de capacidade 115
Rolos geminados de alimentação forçada 115
1. Diâmetro 116
2. Superfície 116
3. Disposição 116
4. Velocidade 117
5. Regulagem 117
6. Potência 117
7. Emprego 118
Transportador-distribuidor de bagaço 118
Velocidade 119
Potência 119
Coeficiente de fricção da cana e do bagaço 119

9. **Ranhuras dos rolos** 121

Objetivo 121
Ranhuras circulares 121
Dimensões das ranhuras 122
Engrenagem dos rolos com ranhuras de dimensões múltiplas 122
Rolos universais 124
Variação da dimensão das ranhuras conforme a posição da moenda 125
Repartição das ranhuras 125
Ranhuras duplas no rolo de entrada 126
Ângulo das ranhuras 126
Messchaerts 128
Dimensões dos messchaerts 129
Simetria e passo dos messchaerts 130
Rolo de saída 130
Pentes 130
Vantagens e inconvenientes 131
Chevrons 131
Conclusão 133
Ranhuras Kay 133
Desgaste dos rolos 133
Causas do desgaste 133
Importância do desgaste 133
Reforma dos rolos 135

10. **Pressão das moendas** 137

Pressão hidráulica 137
Acumulador 138
1.º Acumulador com placas de ferro fundido 139
2.º Acumuladores aero-hidrálicos com reservatório 140
3.º " " individuais 140
Cabeçotes e pistões hidráulicos 142
Pistões 143
Couros e guarnições 143
Causas possíveis do mau funcionamento dos couros 143
Fricções 143
Levantamento máximo 144
Jogo no funcionamento da pressão hidráulica 144
Causas do jogo 145
Importância do jogo 145
Determinação experimental do jogo 145
Abertura de início de levantamento 146
" real de saída dos rolos em descanso 148
Medição da abertura real de saída dos rolos em descanso 149
Valores máximos da pressão hidráulica 150
" " " " total 150
A pressão sob o ponto de vista da fabricação 150
Medição da pressão sobre o bagaço 150
Pressão específica 152
Espessura da camada de bagaço 152
Decomposição da pressão numa moenda em movimento 153
Influência da bagaceira 153
Definições 155
Pressão nas moendas 155
Fenômenos que determinam a pressão nas moendas 155
Coeficiente de supervelocidade ou fator de reabsorção 158
Densidade da fibra, da cana e do bagaço 159
A. Fibra 159
B. Caldo 159
Fibraque 161
Carga-fibra 161
Volume aparente 162
Coeficiente de empuxo φ 163
Relação de compressão 164
Abertura entre os rolos 164
Posição do plano neutro 165
Compressão (Hugot) 166
Relações entre os diversos coeficientes 167
1. Coeficiente de empuxo 167
2. Compressão (EH) 168
3. Relação de compressão C_A (Bullock) 169
4. Coeficiente de compactação e empuxo 170
Compressão estática 170
Relação entre a pressão e a compressão 172
Curva da pressão na moenda 174
Valor da pressão em cada ponto 176
Cálculo da reação resultante quando não há reabsorção 179
Expressão da compressão C tendo em vista o uso prático 182
Cálculo do fator λ 183
Pressão máxima e carga do rolo 184
Influência da reabsorção 185
Valor geral da carga 186
Relações empíricas entre a carga e a pressão máxima 186

Valores normais da reabsorção 188
Relação entre as C. H. R. à entrada e à saída duma moenda 189
Diagrama 190
Fricções mancais-castelos 193
Reação dos pinhões 194
1. Rodetes duplos 195
2. Diferença de diâmetro dos pistões hidrálicos 195
3. Rodetes alternados 196
4. Conjunto de engrenagens de pinhões separados 196
5. Acumuladores individuais 197
Valores médios da C. H. T. 197
Comparação entre esmagador e moenda 198
Variação prática da extração em função da pressão 198
P. H. E. 199
Escala das pressões no tandem 199

11. **Velocidade das moendas** 203

Velocidade linear e velocidade de rotação 203
Relação entre estas duas velocidades 203
Emprego das duas velocidades 203
Velocidades máximas empregadas 208
" habituais " 209
Escala das velocidades 209
Retorno do bagacilho 210
Acionamentos combinados 211

12. **Capacidade das moendas** 213

Definição 213
Fatores determinantes da capacidade 214
1.º Fibra da cana 214
2.º Dimensões e velocidade dos rolos 214
3.º Número de rolos 214
4.º Preparação da cana 214
5.º Embebição 214
6.º Ranhuras 214
7.º Pressão hidráulica 214
8.º Emprego de aparelhos alimentadores 214
9.º Aperfeiçoamento e estado de conservação do material 214
10.º Pessoal 215
Fórmulas de capacidade propostas 215
Fórmula de Gaspar 216
" da capacidade 218
Influência da preparação 219
do comprimento do tandem 219
Fórmula completa 220
Influência do esmagador 222
Redução à dimensão padrão 222
Capacidade dos tandens com moendas de dimensões diferentes 223
Relação entre capacidade e carga-fibra 224
Coeficiente de trabalho das moendas 225
Toneladas recordes 225

13. **Regulagem das moendas** 227

Objetivo 227
A) Regulagem das aberturas de entrada e saída 227
Medida das aberturas 228

Método de Java 229
1.º Determinação da velocidade das moendas 229
2.º Cálculo da abertura de saída 230
Abertura em descanso 231
3.º Cálculo da abertura de entrada 232
Aplicação do método de Java em outros países 232
Valores ótimos do quadro de Java 233
Método para o cálculo das aberturas em atividade 234
1.º Determinação da velocidade das moendas 234
2.º Cálculo da abertura de saída em atividade 235
3.º Determinação da abertura de saída em descanso 237
4.º Cálculo da abertura de entrada 237
Valor dos coeficientes *m* em diversos países 238
Variação da fibra do bagaço ao longo do tandem 239
Valor geral das aberturas de saída em atividade 239
Caso dos castelos inclinados 241
Regulagens em descanso e aberturas em atividade 242

B) Regulagem da bagaceira 243
Forma da bagaceira 243
Traçado da bagaceira 244
Altura da bagaceira 245
Regulagem simplificada da bagaceira 247
" aconselhada 247
Variação da altura da bagaceira ao longo do tandem 249
Considerações sobre a altura da bagaceira 249
Barulhos anormais 250
Espirro 250
Engasgos 250
Desprendimento dos flanges 251
Desgaste em sulcos da bagaceira 251
Metal das bagaceiras 253

14. Potência das moendas 254

Moagem da cana 254
Influência do estado da cana sobre o trabalho de esmagamento 254
Interdependência dos equipamentos de esmagamento 256
Valores da potência 256
Relações entre a fibra e a potência 257
Fórmula geral de potência das moendas 257
1. Potência absorvida pela compressão do bagaço 258
2. " " pelas fricções entre pontas de eixo e mancais .. 263
3. " " pela fricção entre bagaço e bagaceira 264
4. " " " " dos pentes e dos dentes da bagaceira 265
5. " " pelo acionamento do condutor intermediário ... 265
6. " " pelas engrenagens 266
Fórmula geral simplificada 268
Caso do esmagador 269
Influência da tonelagem moída 269
Distribuição da potência entre os 3 rolos 269
Coeficiente torque/carga 270
Potência dum tandem de moendas 271
Fórmula de Parr 272
Potência em função do peso de fibra moído 272
Influência da variedade 273
Potência a ser instalada 273

15. Máquinas a vapor das moendas 275

Modelo 275

Velocidade 275
Máquinas com alta velocidade 277
Consumo de vapor 277

16. **Acionamento elétrico das moendas** 278

Vantagens 278
a) Limpeza e asseio 278
b) Controle mais completo e permanente 280
c) Regulagem fácil da velocidade geral 280
d) Facilidade de pôr em movimento e de parada 280
e) Custos operacionais e de manutenção mais baixos 280
f) Acidentes menos freqüentes 280
g) Segurança contra a passagem de pedaços grandes de ferro 280
h) Vapor de escape sem óleo 280

Inconvenientes
a) Gastos de primeira instalação mais elevados 280
b) Transformação dupla suplementar da energia 281
c) Jogo de engrenagens suplementares 281
d) Regulagem menos completa da velocidade 281
e) Acidentes mais graves 281
f) Pessoal mais especializado 281

Consumo de vapor 281
1. Corliss 282
2. Distribuição por válvulas 282
3. Eletricidade 283

Sistemas de acionamento elétrico das moendas 284
1.º Sistema com corrente alternada e freqüência variável 284
2.º " " motores com coletor 284
3.º " Ward-Leonard com corrente contínua 286
4.º " com corrente contínua e retificador de silício 287
5.º " de acoplamento em cascata alternado-contínuo 287
6.º " " " " " alternado-contínuo-alternado .. 287

Consumo de vapor 288

17. **Acionamento das moendas por turbinas a vapor** 289

A turbina a vapor das moendas 289
Regulagem 290
Potência 290
Velocidade 291
Tipos de turbinas 291
Turbina a vapor contra cascata Kraemer 292

18. **Engrenagens** 293

Redução de velocidade 293
Tipos de engrenagens 293
Construção das engrenagens 294
Desgaste 294
Velocidade periférica 294
Consumo de óleo 295
Redutores sob cárter 295
Movimento dos rolos 295
Rodetes 296
Chavetas 297
Eixos de cardan 297

Deslocamento em altura 297
Acionamentos combinados 298

19. **Construção das moendas** 301

Castelos 301
Ângulo de construção da moenda 304
Moenda Fives F. 63 com regulagem estável 304
Rolos 308
Fixação da camisa sobre o eixo 309
Mancais 309
Lubrificação 309
Guias 309
Mancais antifricção 310
Rolos com rolamento 310
Flanges 310
Pentes 311
Metal 312
Dimensões padrão 312
Considerações sobre as proporções dos rolos 313

20. **Embebição** 317

Objetivo 317
Diferentes métodos de embebição 317
Embebição simples 318
" composta 318
Estudo matemático da embebição 318
A. Pressão seca 319
B. " úmida 319
C. Embebição simples múltipla 322
D. " composta múltipla 324
Resultados práticos 327
Brix e riquezas dos caldos das diversas moendas na embebição composta .. 329
Brix 332
Conclusões práticas 333
Controle da eficiência prática da embebição 333
1.º método de cálculo. Indicações 334
Cálculos preliminares 336
Cálculo de eficiência 337
2.º método de cálculo 343
Embebição ótima 344
Proporções ótimas de água entre as duas rampas na embebição simples dupla 345
Em que ponto efetuar a embebição 348
Embebição fria ou quente 348
Ceras 349
Influência da embebição sobre a umidade do bagaço 349
Capacidade de absorção do bagaço 350
Maceração 350
Embebição máxima 351
Métodos de aplicação da embebição 352
A. Água 352
B. Caldo 353

21. **Extração** 355

Medição da eficiência do trabalho das moendas 355
1.º Açúcar % de bagaço 355
2.º Coeficiente sacarose/fibra 355

3.º Extração 356
4.º " reduzida 356
5.º Coeficiente de extração 357
6.º Caldo não diluído perdido % de fibra 357
7.º " absoluto perdido % de fibra 358
Escolha entre os padrões de eficiência das moendas 358
Hipótese de base 359
Fatores da eficiência das moendas 360
1.º Influência da preparação da cana 361
2.º " " pressão específica 361
3.º " do comprimento do tandem 361
4.º " da velocidade de rotação dos rolos 361
5.º " " carga-fibra específica 362
6.º " " embebição 363
Desinfecção das moendas 364

22. **Controle das moendas** 365

Extração com pressão seca 365
Extração de caldo primário 366
Escala dos Brix 367
Equação de base do controle das moendas 369
Brix do caldo absoluto 372
Fibra 372
Proporção entre as quantidades de caldo fornecidas pelos rolos de entrada e de saída 373
Relação entre a polarização do caldo e a do bagaço fornecidos por uma moenda 373
Escala das purezas dos caldos sucessivos 374
Correlação entre a extração e a pureza do caldo da última moenda 374
Pureza do caldo residual 375
Coeficiente Java 375
" Havaí 376
Embebição e diluição 376
Sacarose extraída % de cana 377
Controle das moendas 378
Caldo residual 378
Controle da cana 378
Açúcar recuperável 378
Determinação do valor do coeficiente *k* 384
Valores normais do coeficiente de eficiência *k* 384
Emprego 385
" especial para o controle da usina 385

23. **Separação do bagacilho** 387

Gamelões das moendas 388
Separador 388
Superfície 388
Peneira 389
Correntes 390
Cuidados 390
Peneira Peck 390
Segunda peneiração 391
Peneira vibratória 392
Peneira Dorr Oliver D.S.M. 392

24. **A difusão** 395

Resumo histórico 395

Limitação das moendas 395
A difusão 396
Leis da difusão 397
A. Extração fixa 398
B. " contra a corrente 398
Difusão e lixiviação 401
" em recipientes e difusão contínua 401
Megaço 403
Difusão da cana e difusão do bagaço 403
Diferentes aparelhos de difusão 404
Difusão D. d. S. 404
Descrição do difusor D. d. S. 404
Consumo de vapor 406
Potência 406
Automatização 406
Esquema da circulação das matérias 407
Tempo de permanência 407
Progressão no interior 408
Capacidade 408
Preparação da cana 409
Inclinação 409
Paradas prolongadas 409
Calagem 409
Eficiência do difusor 412
Exponencial 416
Efeito da reprensagem 417
Influência do tempo de retenção 417
" da trasfega 417
" " extração da 1.ª moenda 418
Características particulares 419
Difusão de Smet 419
Descrição 419
Modelos 420
Zonas 420
Potência 420
Consumo de vapor 421
Automatização 421
Tempo de permanência 421
Esquema da circulação de materiais 422
Capacidade 422
Preparação da cana 422
Proporção de água de aquecimento 422
Altura da camada 423
Embebição do megaço 423
Tratamento dos caldos diluídos de reprensagem 423
Calagem 423
Esgotamento 423
Aplicações práticas 431
Garantias 431
Vantagens 432
Difusão-filtração 432
Coeficiente de extração 432
Difusão B. M. A. - Egito 432
Capacidade 434
Difusão Silver 434
Descrição 434
Balanço dos materiais 439
Camada 439
Tempo de permanência 440
Temperaturas 440
Calagem 440

Modelos e capacidade das prensas cônicas Silver 441
Tratamento dos caldos diluídos 441
Potência 441
Gasto de vapor 441
Manutenção 442
Acessórios 442
Clarificação 442
Metal 442
Modelos 442
Vantagens e inconvenientes 443
Conclusão 443
Difusão "Saturne" 444
Generalidades sobre a difusão 446
Incidência da difusão sobre a recuperação 446

25. **Defecação** 448

Tratamento dos caldos 448
Ação da cal sobre os caldos 448
Cal 450
Leite de cal 450
Densidade 450
Consumo de cal 451
Métodos de defecação 451
1.º Calagem fria 451
2.º " quente 451
3.º " fracionada e aquecimento duplo 452
4.º " com ebulição 453
5.º Método Java 453
6.º Clarificação composta 454
Reação do caldo defecado 456
Controle do *p*H 456
Eliminação do amido 457
Outros agentes reatores utilizados 457
1.º O carbonato de sódio 457
2.º A Bentonita 458
3.º O Separan AP. 30 458

26. **Sulfitação** 459

Ação do ácido sulfuroso sobre os caldos 459
O enxofre 459
A combustão do enxofre 459
Precaução 460
Forno de enxofre 460
Temperatura 461
Capacidade 461
Consumo de cal 461
Consumo de enxofre 461
Aparelho de sulfitação 462
Métodos de sulfitação 463
a) Sulfitação fria 463
b) " quente 463
c) Calagem fracionada e sulfitação 464
É necessário sulfitar antes ou após a calagem? 464
1.º Calagem antes da sulfitação 464
2.º Sulfitação antes da calagem 464
Vantagens e inconvenientes da sulfitação 465
Vantagens 465
Inconvenientes 465
Sulfitação do xarope 465

27. **Clarificação com o ácido fosfórico** 467

Papel do ácido fosfórico nos caldos 467
Quantidade de ácido fosfórico necessária 457

28. **Carbonatação** 469

Ação do ácido carbônico sobre os caldos 469
Métodos 469
Carbonatação dupla 470
Sulfitação 471
Carbonatação de Haan 471
Carbonatação do semixarope 471
Quantidades necessárias de cal 472
Forno de cal 473
Combustível 473
Pedra de calcário 473
Operação do forno 474
Forno 474
Capacidade dos fornos de cal 474
Composição dos gases 474
Bomba de CO_2 475
Projeto duma bomba de gás carbônico 475
Pedra de calcário 476
Densidade do gás carbônico 476
Volume de CO_2 476
Volume de gás 476
Volume total 476
Potência da bomba 477
Tanques de carbonatação 477
Capacidade dos tanques de carbonatação 478
Carbonatação contínua 478
Coeficiente de utilização do CO_2 478
Condições favoráveis ao emprego da carbonatação 479
Consumo de vapor 479

29. **Emprego da magnésia na clarificação** 481

Ação da magnésia sobre os caldos 481
Elguanite 481
Magox 482

30. **Decantação e clarificação** 485

Velocidade de decantação 486
Superfície e volume de decantação 486
Clarificadores 486
Descrição dum clarificador 486
Funcionamento do clarificador 490
Tanque de distribuição 491
Liqüidação. Perdas ocasionadas pela parada semanal 491
Perdas por inversão 492
Decomposição de açúcares redutores 492
Velocidade de circulação 494
Outros modelos de clarificadores 494
Tanque flash 494
Manutenção dos clarificadores 494
Clarificação composta 495
Proporção de caldo primário 495
Cálculo das quantidades de caldo 496

Cálculo de P, X e Y pelas riquezas de caldo 497
Compartimentos 498
Capacidades 498
a) Clarificação simples 498
b) Clarificação composta 498
Valores gerais 499
Capacidade dos "Rapidorr" 500

31. **Aquecimento** 503

Calor específico das soluções açucaradas 503
Calor perdido 504
Cálculo dos aquecedores 505
Valor de k 505
Influência das incrustações sobre a transmissão de calor 507
Variabilidade do coeficiente k 509
Velocidade de circulação 509
Perdas de carga 509
Margem de temperatura 511
Cálculo duma série de aquecedores 511
Escolha dos estágios de aquecimento 512
Cálculo das superfícies de aquecimento 513
Temperatura final 515
Definição da superfície de aquecimento 515
Superfície total necessária 515
Construção dos aquecedores 516
Aquecedores horizontais e verticais 517
Gases incondensáveis 518
Águas condensadas 518
Vapor 518
Provas de pressão 518
Pressão sobre os fundos 518
Aquecedor-condensador 520
Série de aquecedores 520

32. **Filtração** 523

Condições para uma boa filtração 523
1.º Temperatura 523
2.º Reação 523
Tipos de filtros 524
A. Filtros-prensa 524
Lavagem da torta 528
Lonas filtrantes 529
B. Filtros rotativos contínuos a vácuo 530
Chapa perfurada 533
Capacidade 534
Lavagem 535
Retenção 536
Dimensões 537
Filtração "Rapifloc" 537
Filtro Eimcobelt 539
Acessórios dos filtros rotativos contínuos a vácuo 539
Potência total necessária 543
Operação dum filtro contínuo 543
Filtração dos xaropes 544

33. **Evaporação** 545

Generalidades 545

Vapor superaquecido 546
Ponto de ebulição 546
Pressão hidrostática 548
Características do vapor 552
Objetivo da evaporação 553
Limite entre a evaporação e o cozimento 554
Quantidade de água a ser evaporada 554
O múltiplo-efeito 555
Funcionamento dum múltiplo-efeito 555
Limite superior da temperatura 556
" inferior " " 556
Construção do múltiplo-efeito 557
O corpo 557
A calandra 559
Os tubos 559
As águas condensadas 566
Extração das águas condensadas 566
A. Purgador 567
B. Caixa de sifão (Marais) 568
C. Bomba de água condensada 569
D. Michaëlis 570
E. Sifão 572
F. Tanque flash 574
Controle das águas condensadas 575
Composição das águas condensadas 576
Temperatura das águas condensadas 576
Utilização das várias águas condensadas 577
Conclusão 577
Os gases incondensáveis 578
Dispositivo de expulsão 579
Regulagem das válvulas 580
Circulação do caldo 581
Alimentação 581
Nível de caldo 584
a) Influência do comprimento dos tubos 585
b) " " diâmetro dos tubos 585
c) " da posição do corpo 585
d) " das incrustações 585
Regulagem do Brix do xarope 585
Extração do xarope 587
Arrastos de gotículas 587
Separadores de arrasto 588
Telas eliminadoras 589
Garrafa de recuperação 590
Importância dos arrastos 590
Medidas a serem tomadas contra os arrastos 591
Perdas por inversão 591
Controle das perdas por inversão 593
Perdas de calor 593
Influência da posição do corpo 594
Incrustações 595
A. Depósito externo de óleo 595
B. Incrustações 596
Origem 596
Quantidades 596
Distribuição 596
Composição 596
Coeficiente de condutibilidade 597
Distribuição 597

Proporções relativas nos corpos 597
Influência do funcionamento da evaporação 598
Limpeza dos corpos 598
A. Limpeza mecânica 599
Inconveniente 599
Voltagem 599
B. Limpeza química 599
Inibidores 601
Prevenção das incrustações 602
A. Aparelhos de ionização 602
B. Aditivos 602
Funcionamento em paralelo 603
1.º Vapor 603
2.º Caldo 603
3.º Águas 604
Sangrias 604
Circuladores 605
Turbocompressor 605
Vantagens e inconvenientes 606
Termocompressor 606
Relação de arrasto 608
Valores práticos da relação de arrasto 609
Sensibilidade do termocompressor 609
Variação da relação de arrasto com a queda de temperatura 609
Limites de utilização 610
Importância do rendimento 610
Instalação 610
Economia de vapor ocasionada pela termocompressão 610
Funcionamento do múltiplo-efeito 611
Evaporações relativas dos vários corpos 611
A. Extração separada das águas de cada corpo 611
B. Circulação das águas de um corpo ao outro 613
Influência da temperatura do caldo na entrada 614
a) Caldo 614
b) Vapor 614
c) Água 614
Evaporação dum múltiplo-efeito com sangrias 615
Economia ocasionada pelas sangrias 616
" obtida com a termocompressão 617
Número equivalente de efeitos em termocompressão 619
Superfície de aquecimento 619
Coeficiente de transmissão 620
Valor do coeficiente de transmissão dos diversos corpos 621
Fórmula de Dessin 621
Pré-evaporador 622
Taxa de evaporação e número de efeitos 622
Sangrias 623
Variações da taxa de evaporação com os limites de temperatura 623
Escolha do número de efeitos 625
Cálculos e projetos de múltiplo-efeito 628
Distribuição da queda de pressão 628
Valores a serem adotados 628
Quantidade de vapor disponível para cada corpo 629
Determinação das superfícies de aquecimento dos corpos 631
Proporcionamento das superfícies de aquecimento dos corpos para obter uma superfície total mínima 631
Caso do triplo-efeito 634
Projeto de múltiplo-efeito 636
A. Escala de pressão normal 636
B. Superfície total mínima 639

Aquecimento do caldo no 1.º corpo 642
Variação da superfície total 643
Múltiplo-efeito com corpos iguais 643
Influência da desigualdade dos corpos 644
Verificação do trabalho dum múltiplo-efeito 648
Instalação dum circulador 650
Cálculo do circulador 651
Gasto de vapor 652
Instalação dum termocompressor 653
Valores comuns 655
Variação do consumo do vapor com a termocompressão 655
Regulador 656
Capacidade dos evaporadores 657
Funcionamento do múltiplo-efeito 658
Vácuo máximo 658
Fendas 659
Procura das fendas 659
Elevação da pureza durante a evaporação 659
1.º Aumento real de pureza 659
2.º Elevação aparente de pureza 659
Causas possíveis de funcionamento insatisfatório dum múltiplo-efeito 660
Múltiplos-efeitos especiais 661
Corpo Kestner 661
Comprimento dos tubos 661
Diâmetro dos tubos 661
Nível de caldo 661
Separador 662
Condições para um bom funcionamento 662
Emprego 663
Vantagens e inconvenientes 663
Indicações 663
Evaporação sob pressão 664
Emprego 665

34. **Cozimento** 667

Brix do xarope 667
" de massa cozida 668
Limite da concentração obtenível 668
Contração 668
Calor específico da massa cozida 668
Saturação 670
Caldo 670
Supersaturação 671
Cristalização 671
Velocidade de cristalização 672
Elevação do ponto de ebulição 673
Pressão hidrostática 674
Cozedor 674
A. Cozedores com serpentinas 674
a) Serpentinas com seção circular 674
b) " " " achatada 675
B. Cozedores com calandra 676
a) Cozedor com calandra plana e fixa 677
b) " " espelhos inclinados 678
c) " " circulação diametral 680
d) " " calandra flutuante 681
e) " horizontal com placas 682
Tubos 684
Altura do cozedor 686
Ângulo do fundo 687

Volume de granagem 687
Cozedores com serpentinas ou cozedores com calandras? 688
Efeitos da pressão hidrostática 688
A circulação da massa cozida nos cozedores 690
O circuito descendente 691
Relação entre o número e o diâmetro dos tubos 691
" " " diâmetro e a capacidade útil do cozedor 692
Perdas de carga 692
Diâmetro equivalente 696
Dimensionamento para perdas de carga mínimas 696
1.º Cozedor com tubo central 696
2.º " " calandra flutuante 699
Deve-se escolher um cozedor com tubo central ou com calandra flutuante? 701
Velocidade de circulação 701
Taxa de evaporação 703
Vapor de aquecimento 704
Entradas de vapor 704
Consumo de vapor nos cozimentos 704
A superfície de aquecimento e a relação S/V 706
a) Vapor 706
b) Massa cozida 707
Altura da massa cozida, circulação, superfície de aquecimento e volume de granagem 707
Capacidade dos cozedores 709
Métodos de esgotamento 709
Purezas 710
1. Processo com 2 massas cozidas 712
2. " " 3 " " 712
3. " " 4 " " 714
Processo com magma duplo 714
Quantidades de massas cozidas 715
Influência da pureza sobre o tempo de cozimento 715
Distribuição dos cozedores entre as várias massas cozidas 716
Ordem relativa dos cozedores 717
Esgotamento das massas cozidas 717
" do melaço 717
Esgotabilidade do melaço 718
Quantidade de melaço por tonelada de cana 723
Controle do cozimento 724
A) Concentração 724
B) Granagem 724
Quantidade de semente a ser introduzida 725
C) Crescimento do cristal 726
D) Concentração 726
Alimentação 727
Supersaturação 727
Vácuo central e vácuo individual 728
Instrumentos de controle do cozimento 730
A. Instrumentos baseados na elevação do ponto de ebulição 730
Relações entre a saturação, a pureza e a EPE 731
Influência das variações de temperatura 732
Instrumentos 732
B. Instrumentos baseados na condutibilidade 732
Relações entre a supersaturação, a viscosidade e a condutibilidade . 732
Instrumentos 733
Tamanho do cristal 734
Brix 734
Vácuo 735
Superfície do cristal 735
Índice de cristais da massa cozida 736

Cálculo do índice de cristais da massa cozida 737
Perdas por inversão 738
Limpeza dos cozedores 738
Utilização do açúcar C 738
O magma 739
Proporção de cristais no magma 739
Processo com o magma duplo 740
Cozimentos A e B 741
Granagem com mel 742
Alimentação do cozedor. Distribuição do xarope 742
Tanques de xaropes e méis 742
Tratamento dos méis 743
Calor específico dos méis 743
" " do açúcar cristalizado 744
Centrifugação dos méis B 744
Proporção de méis a ser introduzida 746
Cálculos da concentração 748
Cozedores com circulação mecânica 748
a) Velocidade de circulação 748
b) Taxa de evaporação 749
c) Duração do cozimento 749
d) Pressão de vapor 749
e) Altura de massa cozida 750
f) Potência absorvida 750
Velocidade do circulador 751
Vantagens e inconvenientes da circulação mecânica 752

35. **Cristalização** 753

Finalidade 753
Proporções de massas cozidas 753
Densidade da massa cozida 754
Diluição da massa cozida 754
Escoamento da massa cozida 754
Temperatura de esfriamento da massa cozida 754
Massa cozida de baixa pureza 754
" " " alta pureza 755
Aquecimento da massa cozida 755
Velocidade de cristalização 755
Queda de pureza na cristalização 755
Supersaturação 756
Recuperação de açúcar 756
Esgotamento da massa cozida 757
Instalação dos cristalizadores 758
Cristalizador comum 758
Velocidade de rotação 758
Potência 758
Duração da cristalização 759
Capacidade 759
Capacidade unitária 760
Cálculo do esfriamento em um cristalizador comum 761
Modelos de cristalizadores 763
Cristalizador com hélice dupla 763
" Ragot 764
Cristalizadores com circulação de água 764
Capacidade 765
Modelos 765
Cristalizador Werkspoor 767
Potência necessária 768
Quantidade de água necessária 769
Superfície de esfriamento 770

Dimensões padrão 772
Projeto dum cristalizador Werkspoor 773
Controle dum Werkspoor existente 774
Cristalizador de estocagem 775
Distância dos discos 775
Aquecimento 776
Utilização do Werkspoor 776
Cristalizador Lafeuille 776

36. **Turbinagem** 779

Objetivo 779
A turbina 779
Funcionamento 780
Cesta 780
Telas 781
Chapa perfurada 781
Resumo de algumas noções de mecânica giratória 782
Equações de definição 783
Valor do torque 784
Teorema da força cinética 784
Dimensões das turbinas 784
Velocidade das turbinas 786
Raio médio equivalente 787
Relação entre força centrífuga e gravidade 789
Ciclo 789
Capacidade 790
A) Conteúdo da cesta em massa cozida 790
B) Duração do ciclo 793
Superfície de tela 794
Momento de inércia 794
Variação do momento de inércia 795
Fadiga da cesta 795
Momento de inércia da massa cozida ou do açúcar 797
" " " total na secagem 797
Potência das turbinas 797
A. Período de aceleração 797
B. " " operação 798
Potência e capacidade 798
Valores comuns da potência de operação 799
Turbinas elétricas 800
Acoplamento 800
Motores elétricos de turbinas 800
Recuperação e freamento elétrico 801
Condições de funcionamento dos motores elétricos de turbinas 802
Correção do fator de potência 803
Velocidade de carga e de descarga 803
Características particulares das turbinas elétricas 803
Escolha do motor das turbinas elétricas 803
1.º Velocidade 804
2.º Ciclo 804
3.º Tempo de arranque 804
Fabricações recentes e tendências atuais 805
Lavagem 812
A. Lavagem com água 812
B. " " vapor 812
C. " " água superaquecida 813
Orientação dos pulverizadores de lavagem 813
Quantidades de água e de vapor de lavagem 813
Turbinagem dupla 813
Turbinagem dupla do açúcar C 814

Capacidades relativas da 1.ª e 2.ª séries de turbinas 815
Pureza do açúcar C 815
Condições para um funcionamento satisfatório 816
Descarga natural 816
Ventilação e dessecação 817
Limpeza 817
Telas danificadas 817
Turbinas contínuas 818
Aparelhos 818
1.º Turbinas contínuas empurradoras 818
2.º " " cônicas 819
A. Turbinas contínuas cônicas com eixo horizontal 819
B. " " " " " vertical 820
Lavagem com água 822
" " vapor 823
Choque 824
Ângulo 824
Trabalho específico 824
Capacidade 825
" de massa cozida e capacidade de açúcar 826
" prática 827
Esgotamento 827
Conclusão 828
Generalidades sobre a turbinagem 828
Diluição da massa cozida 828
Quantidade de água a ser acrescentada 829
Aquecimento da massa cozida 829
Aquecedores de massa cozida com resistência elétrica 829
Perda de carga 830
Potência 831
Comprimento 832
Condutividade 832
Temperatura de aquecimento 833
Brix do melaço 833
Malaxador-distribuidor de massa cozida 833
Transportadores helicoidais de massa cozida 834
Vazão 834
Potência 835
Transportadores de açúcar 835
A. Transportador helicoidal 835
B. " oscilante (Gafanhoto) 836
Potência 837
Elevadores de açúcar 838

37. **Secagem, armazenamento e conservação do açúcar** 839

Fator de segurança 839
Índice de diluição 840
Condições de conservação do açúcar 840
Armazenamento de açúcar em sacos 840
Volume necessário 841
Granel 841
Calhas 842
Perda de peso e de titulação 842
Calor específico do açúcar 843
Secagem do açúcar 843
Secador de açúcar 843
Cálculo dum secador 843
Modelos de secadores 847
Balança automática 848

38. **O açúcar** 849
Densidade 849
Solubilidade da sacarose na água 849
Contração 850
Filtrabilidade 850
Titulação 851
Regularidade do cristal 852
39. **O melaço** 853
Densidade 853
Viscosidade 853
Conservação 854
40. **Controle da concentração** 855
Fórmula de Noël Deerr 856
Fórmula de Winter-Carp 857
Influência da pureza do melaço sobre o rendimento 857
Perdas por inversão 858
Proporção de massa cozida *C* por tonelada de não-sacarose no caldo misto 858
Recuperação teórica 858
" de base 858
Granulado standard equivalente 859
Recuperação em G.S.E. 859
" reduzida em G.S.E. 859
" geral reduzida em G.S.E. 861
Padrão de eficiência da concentração 862
Não-açúcares 862
Balanço do Brix 863
" dos redutores 863
Controle padrão da usina 869
41. **O vácuo** 870
Sistemas de vácuo 870
1.º Vácuo central 870
2.º " individual 870
3.º Condensadores individuais e bomba de ar central 871
Valores habituais do vácuo 871
Expulsão do ar 872
O condensador 874
Altura do condensador 875
Seção do condensador 876
Volume do condensador 876
Seção do tubo de vapor 878
" " " " água fria 879
Separador de água 879
Peso de vapor a ser condensado 880
Evaporação 880
Cozimentos 881
Peso de água fria 882
Variação de W em função de $t_2 - t_1$ 883
Considerações sobre as temperaturas 884
Comparação entre condensadores de co-correntes e de contracorrentes .. 885
Pressões do ar e do vapor no condensador 886
A bomba de ar 886
Bombas de ar de duplo efeito 887
Diagrama 887
Rendimento volumétrico 889
Vácuo máximo 892
Cálculo duma bomba de ar seco 892
Volume de ar a ser extraído por kg de vapor a ser condensado 892

Valores globais 894
Volume total de ar a ser extraído 895
" a ser deslocado pela bomba de ar 896
Vácuo central 899
Vácuos individuais 900
Relação entre o volume deslocado e o vácuo 900
Velocidade da bomba de ar 901
Potência da bomba de ar 901
Ponto de potência máxima 902
Valor da potência máxima 904
Passagem da potência máxima 904
Acionamento das bombas de ar 905
Rendimento mecânico 907
Bombas de ar rotativas com anel líquido 907
Medição das entradas de ar 908
A coluna barométrica 909
Altura da coluna barométrica 909
Seção da coluna 911
As bombas de água 911
Vazão 911
Altura manométrica 912
O sistema de refrigeração 913
Quantidade de água necessária à condensação 913
Esfriamento 914
Tipos de sistema de refrigeração 914
Esfriamento máximo possível 915
Tanque de esfriamento com aspersores 916
Aspersores 917
Perda de água 919
Condensadores multijatos 921
Princípio 921
Cálculo 921
Emprego dos condensadores multijatos 924
Ejetor-condensador a vapor 924
Número de estágios 926
Consumo de vapor 926
Emprego 927
Condensadores a jatos com extração externa de ar 928
Bombas de ar rotativas com anel líquido 929
Cálculo das bombas de ar com anel líquido 930

42. Produção do vapor 935

O vapor 943
Tabelas 943
Fórmulas 944
Título 945
Diagrama entrópico 945
a) O diagrama de Mollier 945
b) " " entrópico 945
Equivalentes 947
O bagaço 948
Composição física 948
Quantidade de bagaço 948
Peso específico aparente 950
Conservação do bagaço 950
Prensa de bagaço 951
Desagregação dos fardos 953
Utilização do bagaço 953
Composição química do bagaço 953

Poder calorífico do bagaço 953
" " superior do bagaço seco 955
" " inferior " " " 955
" " do bagaço úmido 956
Cálculo teórico 956
Combustão do bagaço 958
Composição do ar 958
Características dos produtos gasosos da combustão 958
Composição da fumaça 962
Cálculo da temperatura de combustão 964
Temperaturas obtidas na prática 969
Perdas de calor pela chaminé 969
Quantidade de vapor obtenível 970
Rendimento total 972
Kg de vapor por kg de bagaço 973
Outros combustíveis 974
Lenha 974
Carvão e óleo 975
Melaço 975
A fornalha 975
Modelos de fornalha 976
1.º Fornalha com grelha em degraus 976
2.º " em forma de ferradura 978
3.º " Ward 978
4.º " com projetores-distribuidores (Spreader-stoker) 981
Câmara de combustão 983
Volume da câmara de combustão 983
Dimensões da fornalha 984
Ar secundário 985
Fornalhas com domo suspenso 985
A grelha 986
Superfície de grelha 986
Peso de bagaço queimado por m² de grelha e por hora 986
Taxa de evaporação 987
Taxa de evaporação padrão 987
Taxas de evaporação médias 988
Relação entre a superfície de aquecimento e a superfície da grelha 989
Fornalha em forma de ferradura 990
Peso de bagaço queimado por metro quadrado 990
Rendimento 990
Altura 990
Tiragem 990
Velocidade do ar nos sopradores 990
Fornalha Ward 990
Peso de bagaço queimado por m² 990
Fornalhas com projetores-distribuidores 991
Peso de bagaço queimado por m² 991
Superfície de aquecimento 991
Radiação e convecção 992
Distribuição do calor absorvido 992
Superaquecimento e superaquecedores 992
Emprego do vapor superaquecido 992
Limite do superaquecimento 993
Superaquecedores 993
Cálculo dos superaquecedores 993
Projeto de superaquecedor 994
Temperatura de superaquecimento fornecida por um superaquecedor .. 996
Manutenção dos superaquecedores 997
Economizadores 998

Economizadores individuais 998
Cálculo dos economizadores 998
Exemplo numérico 1000
Variaçoes de $(t—t_0)$ em funçao de S 1001
Margem de segurança 1002
Pressão 1002
Relação r 1002
Economia máxima 1003
Velocidades 1003
Variação do coeficiente de transmissão com a velocidade da fumaça 1003
Aquecedores de ar 1005
Modelos de aquecedores de ar 1005
Cálculo dos aquecedores de ar 1006
Projeto de aquecedor de ar 1007
Temperatura-limite obtenível 1009
Aumento da temperatura de combustão 1010
Corrosão 1011
Ponto de condensação 1011
Recirculação 1011
Cálculo da proporção de ar a ser feita recircular 1011
Conseqüências da recirculação 1012
Medidas contra a corrosão 1012
Isolamento 1012
Economia máxima 1012
Escolha entre economizador e aquecedor de ar 1012
A. Superfície de aquecimento 1013
B. Custo 1013
C. Manutenção e durabilidade 1013
D. Vantagens adicionais 1013
Conclusão 1013
Rendimento 1015
Instalação das caldeiras 1015
Dimensões dos tijolos 1015
Resistência ao fogo 1015
Juntas de dilatação 1015
Assentamento 1015
Secagem dos muros 1015
Seção dos canais da chaminé 1016
A. Velocidade dos gases 1016
B. Volume dos gases 1016
C. Seção dos canais da chaminé 1016
A tiragem 1016
Depressão 1016
A chaminé 1017
A. Velocidade dos gases à saída da chaminé 1017
B. Seção da chaminé 1017
C. Altura da chaminé 1018
Sistemas de tiragem forçada 1018
A. Tiragem soprada 1018
B. " aspirada 1018
C. " induzida 1018
Pressão e depressão a serem asseguradas 1018
Ventiladores 1019
Potência dos ventiladores 1019
Influência da temperatura dos gases 1020
Fórmula prática da potência 1020
Retenção da fuligem 1021
Transporte pneumático do bagaço 1021
Alimentação de água das caldeiras 1022
Retornos 1022

Utilização das águas de retorno 1022
Água de complementação 1022
Capacidade do tanque de alimentação 1023
Bomba de alimentação das caldeiras 1024
Tubulações de alimentação 1025
Influência da temperatura da água de alimentação sobre o consumo de combustível 1025
Reação da água de alimentação 1025
Alcalinizadores 1026
Acumuladores de vapor 1026
Princípio 1026
Cálculo dum acumulador de vapor 1027
Exemplo numérico 1028
Expansão do vapor 1029
Temperatura do vapor expandido 1030
Redução do superaquecimento 1030
Cálculo dum redutor de superaquecimento 1031
Modelos de caldeiras 1032
Tubos 1033
Séries de caldeiras 1034
Caldeiras Babcock-Atlantique 1034
Construção das caldeiras 1036
Juntas dos cilindros 1036
Cálculo da espessura das chapas dos balões de vapor 1037
Manutenção das caldeiras 1038
Entressafra 1038
Controle 1038
Sopradores de fuligem 1038
Balanço de vapor 1039
Cálculo 1039
Dados 1039
Gastos 1040
Consumo das máquinas 1044
Perdas 1045
a) Perdas nas máquinas 1045
b) Tubulações 1045
c) Múltiplo-efeito 1045
Consumo de vapor por TC 1046
Flutuações do consumo de vapor 1046
Potência total 1047
Influência da eletrificação 1047
" do Brix 1047
Distribuição geral do circuito de vapor 1048
Escolha da pressão de vapor 1049
a) Escolha da alta pressão 1049
b) " " pressão média 1050
c) " " baixa pressão 1050

43. **Máquinas a vapor** 1051

Diferentes modelos de máquinas a vapor 1051
a) Máquinas de gavetas 1051
b) Corliss 1052
c) Distribuidores cilíndricos 1052
d) Distribuição por válvulas 1052
Potência das máquinas a vapor 1053
Determinação gráfica da pressão média 1056
Espaço morto 1057
Admissão máxima 1057
Potência efetiva 1060

Velocidades de pistão 1061
Diagramas 1062
Consumo de vapor 1062
vapor superaquecido 1062
Valores do rendimento termodinâmico 1064

44. **Turbinas a vapor** 1065

Teoria sucinta da turbina a vapor 1065
Relação entre a queda calorífica e a velocidade do vapor 1066
Vazao dum local 1067
Forma do bocal 1068
Turbinas a ação e turbinas a reação 1068
Turbinas a ação 1069
Construção das turbinas 1069
Rendimento duma roda 1070
" interno da roda 1073
Necessidade de várias rodas 1074
Determinação do número de rodas 1075
Turbinas a reação 1078
Velocidade do vapor 1079
Número de rodas 1079
Choque e fricção 1079
Fugas 1080
Impulso axial 1080
Grau de injeção 1080
Conclusões 1080
Consumo de vapor 1081
Perdas de carga 1082
Projeto duma turbina 1082
Dados 1082
Cálculo 1082
Queda de calorias 1083
Diâmetro 1083
Rotor inicial 1083
Número de rodas 1083
Escala das pressões 1084
Bocais 1084
Outras rodas 1084
Influência das perdas 1085
Título mínimo admissível 1085
Válvulas 1086

45. **Eletricidade** 1087

Corrente contínua e corrente alternada 1087
Corrente alternada trifásica 1088
a) Ligação em estrela 1088
b) Ligação em triângulo 1089
Fator de potência 1089
Geração de eletricidade 1090
Relação entre freqüência e velocidade 1091
Torque das máquinas elétricas 1092
Potência 1093
Alternadores 1095
Potência individual dos alternadores 1096
Rendimento 1096
Motores elétricos 1096
Classificação dos motores de acordo com sua proteção 1097
" " " " " " suas características elétricas . 1100
1. Motores síncronos 1100
2. " assíncronos 1102
Modelos de motores de indução 1104

Proteção dos motores elétricos 1110
Manutenção dos motores elétricos 1111
Condutores 1112
Diferentes modelos de condutores 1112
Seçao dos condutores 1113
Central elétrica 1116
Potência elétrica necessária 1116
Potência de entressafra 1117
Transformação da potência 1117

46. **Bombas** 1119

A. Bombas de duplo efeito 1119
Descrição 1120
Proporção entre o cilindro a vapor e o cilindro de líquido 1120
Velocidades 1120
Vazão 1121
Consumo de vapor 1121
Potência 1123
Aspiraçao 1123
Velocidade dos líquidos na tubulação 1124
Líquidos espessos 1124
Reservatórios de ar 1124
B. Bombas centrífugas 1124
Velocidade 1125
Regulagem da vazão 1125
Escolha da vazão da bomba 1126
Potência 1127
Bombas multicelulares 1127
Aspiração 1128
Bombas com rotor aberto 1129
C. Bombas rotativas 1129
Emprego 1129
Velocidade 1130
Vazão 1131
Potência 1132
Aspiração e descarga 1132
D. Bombas helicoidais 1133

Escoamento e tubulações 1135

Fórmulas gerais 1135
A. Equação de continuidade 1135
B. Perda de carga 1136
C. Número de Reynolds 1136
D. Viscosidade 1137
E. Coeficiente de resistência 1138
Perdas de cargas especiais 1139
Recalque 1141
Escoamento dos gases e do vapor 1141
Velocidade normal do vapor 1142

Equivalência das medidas inglesas e das medidas métricas 1145
Equivalência das medidas métricas e das medidas inglesas 1148
Equivalência das medidas de vários países e das medidas métricas 1150

Abreviações utilizadas 1153
Livros e revistas citados como referência. Abreviações correspondentes 1155
Índice alfabético 1157
Lista de capítulos 1169
Índice geral 1171

BIBLIOTECA
Gen. A. [illegible]
SERVIÇO